



BACHELORARBEIT

Herr
Dan Hüller

**Integration einer konventionel-
len Antriebsbaugruppe in die
Rahmenkonstruktion eines
dreirädrigen Fahrzeugs**

2012

BACHELORARBEIT

Integration einer konventionellen Antriebsbaugruppe in die Rahmenkonstruktion eines dreirädrigen Fahrzeugs

Autor:
Herr Dan Hüller

Studiengang:
Maschinenbau

Seminargruppe:
MB09w2

Erstprüfer:
Prof. Dr.-Ing. Frank Weidermann

Zweitprüfer:
Dipl.-Ing. Holger Winter

Einreichung:
Mittweida, 30.08.2012

BACHELOR THESIS

Integration of a conventional drive assembly in the frame- work of a three-wheeled vehicle

author:

Mr. Dan Hüller

course of studies:

Mechanical Engineering

seminar group:

MB09w2

first examiner:

Prof. Dr.-Ing. Frank Weidermann

second examiner:

Dipl.-Ing. Holger Winter

Abstract

To combine the drive assembly with the framework of a three-wheeled test vehicle, first it was necessary to measure all relevant components like wheel, swing arm and combustion engine. Since of the complex shape of the engine, a wooden coordinates-based measuring system was created and proofed of its inaccuracy. Loads, which occur while using the test vehicle where approximately estimated to dimension the link assembly. After the comparison of relevant technical options, CAD parts where designed. Finally engineering drawings were made, which should be suitable for production.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	V
Formelverzeichnis.....	VII
Abbildungsverzeichnis	VIII
Tabellenverzeichnis	IX
Vorwort	X
1 Einleitung.....	1
2 Projektvorstellung.....	3
3 Erstellung des Antriebsstranges	4
3.1 Bauteilvermessung.....	4
3.1.1 Messmethoden und Genauigkeiten.....	4
3.1.2 Motor	9
3.1.3 Schwinge	9
3.1.4 Hinterrad	10
3.2 Konstruktion	11
4 Konzeptionierung - Rahmenanbindung.....	14
4.1 Vorbetrachtungen.....	14
4.2 Varianten	17
4.2.1 Horizontale/vertikale Verstellmöglichkeiten	17
4.2.2 Möglichkeiten der Motoraufhängung	20
4.2.3 Vergleich.....	21
4.2.4 Art der Trägerkonstruktion	24
5 Konstruktion - Vorzugsvariante	25
5.1 Formgebung.....	26
5.1.1 wirkende Kräfte.....	26
5.1.2 Rohrstärke	32
5.1.3 Biegeradius.....	33
5.1.4 Aufhängung am Fahrzeugrahmen.....	34
5.2 Kinematik	34
5.3 Exzentrische Lagerung	36
5.4 Bauteilverbindungen	36
5.4.1 Schraubenauswahl	37
5.4.2 Schweißnähte	37

6	Zusammenfassung.....	39
7	Ausblick	40
	Literaturverzeichnis	XI
	Anlagen.....	XIII
	Eigenständigkeitserklärung	XIV

Formelverzeichnis

[3.1]	Größtfehler.....	7
[3.2]	Gauß'sche Fehlerfortpflanzung.....	8
[5.1]	Statische Last - Anbindungsbaugruppe.....	27
[5.2]	Statische Last - Motoraufhängung	27
[5.3]	Beschleunigung Prototyp	29
[5.4]	Schubkraft im Strang 1.....	29
[5.5]	Dynamische Last (Achslastverteilung)	29
[5.6]	Resultierende Kraft (bei Kurvenfahrt).....	30
[5.7]	Gesamtkraft	31
[5.8]	Sicherheit (Zug/Druck) - Rohr	33

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Yamaha XTZ 750 Super Ténéré	1
Abbildung 2 Fahrzeug-Prototyp	3
Abbildung 3 Messvorrichtung	5
Abbildung 4 Nullstellung	6
Abbildung 5 Messwertfehler	6
Abbildung 6 Kippfehler	7
Abbildung 7 Messpunkte	7
Abbildung 8 Messunsicherheit	9
Abbildung 9 Zweiarmschwinge	9
Abbildung 10 signifikante Maße	10
Abbildung 11 Reifenmaße URL: reifen.de	10
Abbildung 12 Masterskizze	11
Abbildung 13 Ebenen einfügen	11
Abbildung 14 Volumenfeatures austragen	11
Abbildung 15 Hinterrad	12
Abbildung 16 Antriebsbaugruppe	13
Abbildung 17 Prototyp - Design	15
Abbildung 18 Rahmen	15
Abbildung 19 Rahmen (Yamaha) Quelle: Wartungshandbuch	16
Abbildung 20 Einbauposition – Motor (Abb. ähnlich Wartungshandbuch)	16
Abbildung 21 Langlöcher	17
Abbildung 22 definierte Bohrungen	17
Abbildung 23 Zahnstange mit Klemme	18
Abbildung 24 Bohrung mit Arretierung	18
Abbildung 25 Exzenter-Lager	18
Abbildung 26 Anbindung, wie Original	20
Abbildung 27 Anbindung, drei separat	20
Abbildung 28 Anbindung, zwei - eins	20
Abbildung 29 Wertskala [Naefe, 2009, S.84]	22
Abbildung 30 Variantenvergleich	23
Abbildung 31 Baugruppenstruktur	25
Abbildung 32 Getriebeschema	27
Abbildung 33 Kraftverläufe	28
Abbildung 34 Kräfte bei Kurvenfahrt	30
Abbildung 35 Querkraftverlauf	32
Abbildung 36 Rahmenaufhängung	34
Abbildung 37 Freiheitsgradbindung	35
Abbildung 38 Exzentrische Lagerung	36
Abbildung 39 Lagerfixierung	36
Abbildung 40 konstruktives Resultat	39
Abbildung 41 Hinterradkollision	41

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Mittelwerte und Standardabweichungen der Messwerte	8
Tabelle 2 Reifen Nomenklatur	10
Tabelle 3 Vor-/Nachteile Verstellmöglichkeiten.....	19
Tabelle 4 Vor-/Nachteile Motoranbindung	21
Tabelle 5 Variantenbewertung.....	23

Vorwort

Zwei wesentliche Einflussfaktoren haben mich zu meiner Aufgabenstellung geführt: zum einen der Anreiz der praxisnahen Tätigkeiten beim Vermessen realer Bauteile eines Motorrades und zum anderen die erfinderischen Aspekte beim Ausarbeiten einer geeigneten Lösung der konstruktiven Anforderung. Ein Zusammenwirken aus theoretischen Überlegungen und praktischen Erfahrungen kennzeichnet diese Bachelorarbeit.

1 Einleitung

Platzmangel, Lärmbelästigung, Umweltschädigung und Gestank - diese Schlagworte sind die allgemeinen Probleme des heutigen Verkehrswesens. Das momentan stattfindende Umdenken der Verbraucher in Richtung alternativer Energiequellen lässt die Nachfrage nach umweltschonenden Verkehrsmitteln steigen. Sogar die Bundesregierung reagiert in Form des Vorsatzes, bis 2020 den Bestand an Elektrofahrzeugen im Land auf eine Million zu erhöhen [vgl. URL1].

Deutschlandweit sind momentan 51,7 Mio. KFZ, davon 42,9 Mio. PKW, 3,9 Mio. KRAD und ca. 20000 dreirädrige KFZ zugelassen (Stand: 1. Januar 2012) [vgl. URL 2]. Vor allem in den dichtbesiedelten Ballungsgebieten wandelt sich der Mobilitätsgarant -Auto- zunehmend zu einem Hindernis. Die Ausbaumöglichkeiten der Infrastruktur in Städten ist flächenmäßig begrenzt, wobei die Anzahl der PKW jährlich noch immer leicht steigt [vgl. URL 3]. Bei gleichbleibender Tendenz, wird es zunehmend zu Behinderungen kommen [vgl. URL 4].

Schon seit einigen Jahren gibt es internationale Initiativen, z.B. "Project Better Place", die versuchen, diesem Trend durch Innovationen entgegenzuwirken, doch bisher gibt es nur Kompromisslösungen [URL 5]. Eine möglicherweise vielversprechende Option könnten überdachte, dreirädrige Fahrzeuge sein. Zu Beginn dieser Arbeit wird konkreter auf das damit in Verbindung stehende Projekt eingegangen.

Ein firmeninternes, auf diese Niederlassung beschränktes Forschungsprojekt beschäftigt sich mit der Konstruktion eines derartigen Mobilitätskonzeptes mit Elektroantrieb. Das theoretische Grundgerüst des Fahrzeuges ist bekannt und momentan wird an den Details gearbeitet. Zur Akquise möglicher Sponsoren bietet es sich aus Anschaulichkeitsgründen an, einen Prototyp vorweisen zu können, sodass alle Funktionen und das Design erkennbar werden. Für dieses Testfahrzeug soll ein konventioneller Antriebsstrang eines Motorrades vom Typ „Yamaha XTZ 750 Super Ténéré“ (vgl. Abb. 1), bestehend aus Verbrennungsmotor, Schwinge und Hinterrad verbaut werden.



Abbildung 1 Yamaha XTZ 750 Super Ténéré

Inhaltlich setzt sich diese Arbeit mit der Erstellung der 3D-CAD-Modelle dieser drei Komponenten, sowie mit der Anbindung des Motors am Fahrzeugrahmen auseinander. Der Modellierung geht eine methodische Beschreibung der Bauteilvermessung voraus, wobei es eine gesonderte Betrachtung der Messunsicherheiten und deren Konsequenzen gibt. Es wird eine konstruktive Lösung für die Ermittlung der komplex angeordneten Konturpunkte des Motors gefunden und diese detailliert beschrieben. Vorbereitend für den Entwurf der Anbindungsbaugruppe tritt die Abschätzung der dabei relevanten Kräfte in den Vordergrund. Der endgültigen Dimensionierung und Formgebung der Konstruktion geht ein qualitativer Variantenvergleich voraus, so dass sich anhand einer gewissen Auswahlmöglichkeit für die passendste Lösung entschieden werden kann. Abschließend folgen ein Resümee der gewonnenen Erkenntnisse sowie ein Ausblick auf periphere Themenkomplexe.

2 Projektvorstellung

Das Fahrzeug vereint charakteristische Merkmale von einem PKW und einem Motorrad. Wie in Abb. 2 ersichtlich, vermag sich das Dreirad bei Kurvenfahrten bis 45° zur Ruhelage zu neigen und kann zwei hintereinander angeordnete Passagiere in der Fahrgastzelle aufnehmen. Das Dach mit der Windschutzscheibe schützt vor den größten Witterungsbedingungen und ermöglicht die Umgehung der Helmpflicht für normale Motorräder [vgl. StVO §21a.2].



Abbildung 2 Fahrzeug-Prototyp

Optisch setzt das Designkonzept auf geschwungene, harmonische Formen ohne Kanten. Es wird momentan die Fertigstellung eines Prototypen angestrebt, bei dem einerseits technologische Aspekte der Neigefähigkeit und andererseits das Design berücksichtigt werden sollen. Mittelfristig wird der Einbau eines leistungsstarken Elektromotors anstelle des übergangsweise eingesetzten Verbrennungsmotors geplant. Damit werden aktuelle Forderungen nach umweltschonender Mobilität für den Stadtverkehr erfüllt. Mit diesem Projekt könnte es bei erfolgreicher Umsetzung dem Unternehmen gelingen, eine aussagekräftige Referenz im Bereich der Fahrzeugentwicklung zu erhalten und davon zukünftig zu profitieren. Von einer, sich an Effektivität orientierten Sichtweise ausgehend, lässt sich insbesondere bei dem Thema Alleinfahrten bzw. Raumausnutzung ein offensichtlicher Vorteil dieses Fahrzeugs gegenüber einem PKW feststellen. Auf längere Sicht ist die Produktion einer Kleinserie für eine überschaubare Kundenklientel angedacht.

3 Erstellung des Antriebsstranges

Im Folgenden werden alle getroffenen Maßnahmen zur Erzeugung der Antriebsbaugruppe als 3D-Modell beschrieben und begründet. Dafür, wie auch für alle bisherigen Bauteile, Baugruppen und technischen Zeichnungen wurde das CAD-Programm Solid Edge verwendet. Dieses Programm ähnelt vom Aufbau und von der Bedienung Solid Works, weshalb auf konkrete Erläuterungen zur Software an dieser Stelle verzichtet wird.

3.1 Bauteilvermessung

Als ersten Schritt der Modellerstellung, werden zunächst alle Bauteilgeometrien ermittelt. Hier besteht weitestgehend ein geringer Anspruch an die Genauigkeit, da keine Fertigungszeichnungen erstellt werden müssen. Für die Außenkonturen ist eine maximale absolute Abweichung von ca. 8 mm vertretbar; jedoch sind die Anschluss- bzw. Funktionsmaße von Bedeutung, da diese direkt für eine erfolgreiche Montage verantwortlich sind.

3.1.1 Messmethoden und Genauigkeiten

Die gewählten Messmittel beschränkten sich auf eine eigens gefertigte Messvorrichtung, Gliedermaßstab, Messschieber und Lineal, die im Folgenden näher erläutert werden.

Generell liegt es für Teile mit einer komplizierten Außenkontur nahe, eine Koordinatenmessmaschine zu nutzen, da hier beliebige Punkte mit einer hohen Präzision (<1 mm) angetastet werden können. Alternativ ist auch eine allseitige optische Abtastung des Bauteils mit einem Laser vorstellbar. Hierbei vermisst eine hochauflösende Kamera die Linienverläufe eines auf das Messobjekt projizierten Gitters und wandelt diese Daten anschließend in ein CAD-Dateiformat. Auch bei diesem Verfahren liegt die erreichte Genauigkeit bei weniger als 0,1 mm [URL 6].

Aus Gründen der Kosten und des mäßigen Genauigkeitsanspruches, wird auf eine aufwendige Technik verzichtet. Das Messprinzip der Koordinatenmessmaschine bleibt jedoch in Form einer entsprechenden Holzkonstruktion erhalten. Diese wird aus Anschauungsgründen mit dem CAD-Programm Solid Works konstruiert (vgl. Abb. 3).

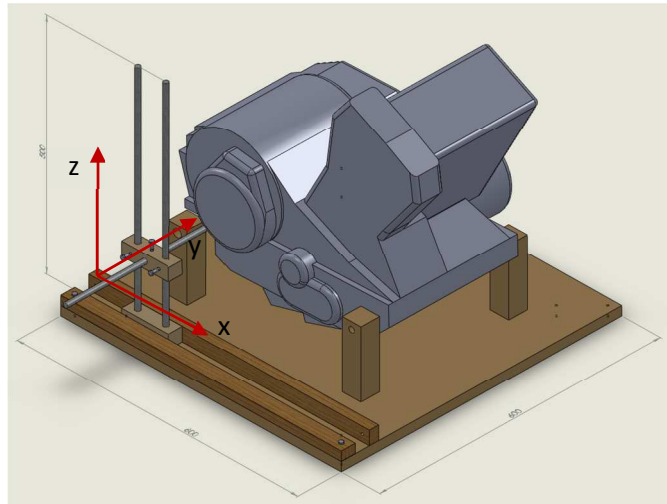


Abbildung 3 Messvorrichtung

Diese Vorrichtung wird speziell für den Motor entworfen, da bei Schwinge und Hinterad wegen der geringeren Komplexität der Bauteilkontur auf konventionelle Methoden zurückgegriffen werden kann.

Sie besteht aus folgenden Komponenten:

- einer Grundplatte
- vier Standfüße
- zwei Führungsschienen
- zwei Führungsstangen
- zwei Gleithölzern
- einem Taststab
- drei Fixierungsschrauben
- acht Dübeln

In der Grundplatte wird eine ausreichende Anzahl an Bohrungen vorgesehen, sodass die übrigen Komponenten im Stecksystem darauf angeordnet werden. Dabei ist anzumerken, dass die beiden Führungshölzer in allen vier Randpositionen um das Messobjekt platziert werden können, wodurch eine allseitige Messwertaufnahme möglich wird. Die Standfüße verhindern ein unbeabsichtigtes Verrutschen des Motors und halten ihn in der späteren Einbauposition. Damit wird die Modellerstellung insofern erleichtert, dass kein rechnerisches Ausrichten der Abtastpunkte zur korrekten Lagedarstellung nötig ist.

Als Referenzpunkt wird die Null-Stellung (Abb. 4) gewählt, da diese unabhängig vom Motor und eventuell auftretenden Kippfehlern der Tasteinrichtung ist. Alternativ hätte auch eine aussagekräftige Geometrie, z.B. eine Körperkante oder eine Bohrung in Betracht gezogen werden können, allerdings können hier bei wiederholter Messung Abweichungen auftreten.

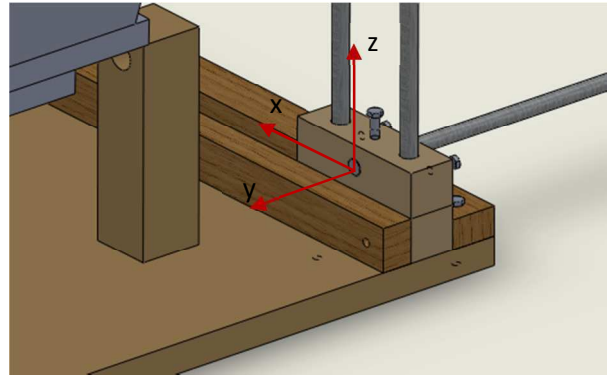


Abbildung 4 Nullstellung

Die Vermessung des Motors geschieht mithilfe der zuvor beschriebenen Abtasteinrichtung. Aussagekräftige Punkte an der Kontur, wie z.B. die höchste Ecke des Zylindergehäuses, werden mit dem Taststab berührt, anschließend die jeweilige Position der Achsen mit den Schrauben fixiert und dann mit dem Lineal die Ausfahrlängen vermessen und mit dem Messschieber die Antasttiefen. Im Folgenden rückt die Genauigkeitsbetrachtung dieser Methode in den Mittelpunkt und im Anschluss können Aussagen über die Verwertbarkeit der Ergebnisse und eventuellen erforderlichen Maßnahmen getroffen werden.

Allgemein gilt für alle realen Bauteile, dass deren 100 %ig exakte Geometriebestimmung nicht möglich ist. Jedes Messverfahren ist mehr oder weniger stark fehlerbehaftet, weshalb alle ermittelten Werte um den sogenannten „wahren Wert“ (x_w) streuen. Bei Bauteilvermessungen geht man häufig von einer Normalverteilung aus, da bei Minimierung einer bekannten systematischen Abweichung, durch regelmäßige Fertigungsmittelkontrolle, die Messwerte sich symmetrisch um den „richtigen Wert“ scharen. Abb. 5 demonstriert die prinzipiellen Einflussfaktoren auf das Messergebnis.

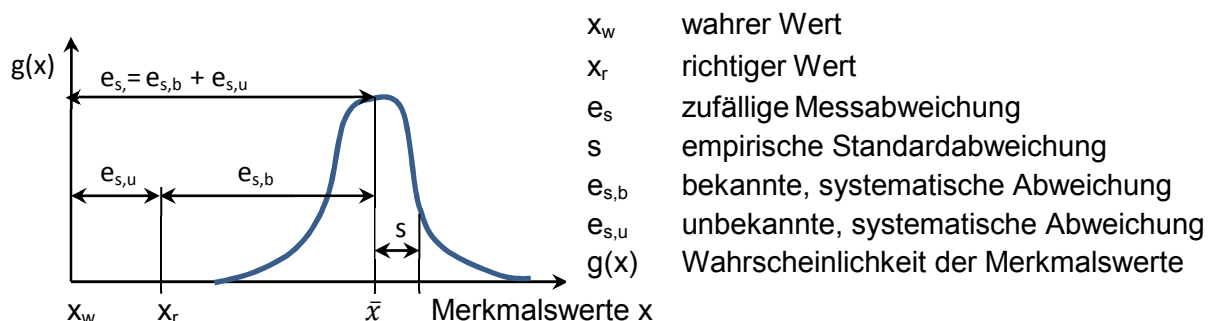


Abbildung 5 Messwertfehler

Bei der Abtastung der Motorkontur sind insofern bekannte systematische Abweichungen zu vernachlässigen, da sie nicht offensichtlich in Erscheinung treten. Die tatsächli-

chen Messwerte sind nicht bekannt und ein Vergleich der Messpunkte mit Tabellenwerten ist nicht möglich. Folglich ergibt sich für diesen Fall, wenn $e_{s,b}$ gegen null geht, dass \bar{x} rund x_r ist, d.h. es wird der arithmetische Mittelwert näherungsweise als der richtige Wert angesehen.

Demnach verbleiben noch die unbekannten systematischen Abweichungen, die aus der Konstruktion der Vorrichtung als solches und aus Umwelteinflüssen, wie z.B. Temperaturschwankungen, resultieren. Als besonders nachteilig erweisen sich bei hohen Ausfahrlängen Fehler durch Kippen, wie in Abb. 6 überspitzt dargestellt.

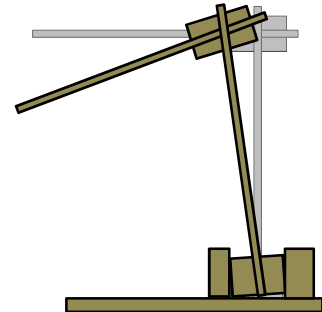


Abbildung 6 Kippfehler

Zur Ermittlung der Messunsicherheit der Methode bietet sich das Aufstellen einer Messreihe an, wobei ein Punkt bekannter Lage mehrmalig vermessen wird. Dabei sollte der entstandene Mittelwert der einzelnen Koordinatenmaße nahezu identisch mit dem wahren Wert des Punktes sein. Falls nicht, ist dies ein Indiz für eine systematische Messabweichung, die anhand des Antastens weiterer Punkte korrekt bestimmt und anschließend rechnerisch eliminiert werden kann. Der Grad der Streuung um den Mittelwert lässt sich mit der empirischen Standardabweichung (s) ausdrücken. Abhängig von der Größe des Intervalls, z.B. $x_{\text{wahr}} \pm 3s$ lassen sich prozentual gesehen mehr oder weniger Werte erfassen. Bei dem eben genannten Beispiel würden sich 99,7 % aller Punkte in diesem Bereich befinden. Ungünstiger Weise existiert in dieser Messvorrichtung kein Referenzpunkt bekannter Lage, sodass dieser sich zunächst geschaffen werden muss. Dies geschieht durch eine Mittelwertbildung mit zehnmaligem Antasten. Hier ist wegen des Kippens zu erwarten, dass eine lageabhängige, achsenspezifische Messunsicherheit auftreten wird. Es ist vorab nicht sicher, wo diese Schwankungen quantitativ am dominantesten ausgeprägt sind, sodass stellvertretend für den kompletten Motor folgende sechs Punkte vermessen werden (vgl. Abb. 7). Die Lage dieser Punkte wird in jeweils eine x-, y- und z-Komponente zerlegt, die voneinander unabhängig sind. Es können demnach in allen drei Richtungen Messunsicherheiten auftreten, die berücksichtigt werden sollten. Im ungünstigsten Fall summieren sich diese Unsicherheiten der Abtastpunkte $P(x, y, z)$ und können mittels des totalen Differentials ermittelt werden:

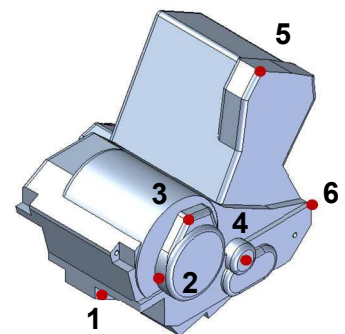


Abbildung 7 Messpunkte

$$\Delta P_{\max}(x, y, z) = \left| \frac{\partial P}{\partial x} \right| \Delta x + \left| \frac{\partial P}{\partial y} \right| \Delta y + \left| \frac{\partial P}{\partial z} \right| \Delta z \quad [3.1]$$

Bei der Fehlerfortpflanzung nach Gauß geht man davon aus, dass die Messunsicherheiten sich wahrscheinlich und zu einem bestimmten Teil aufheben:

$$\Delta P_{\text{wahr}}(x, y, z) = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)^2 \Delta x^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial y}\right)^2 \Delta y^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)^2 \Delta z^2} \quad [3.2]$$

Um auf der sicheren Seite zu liegen, wird die Methodik zur Bestimmung des maximalen Fehlers bevorzugt. Bei der Berechnung der Gleichung reduzieren sich die partiellen Ableitungen aufgrund fehlender Faktoren zu 1, sodass lediglich die koordinatenspezifischen Differenzbeträge eingesetzt werden müssen. Darum werden im Anschluss für diese sechs Punkte die empirischen Standardabweichungen für alle drei Koordinaten separat berechnet und miteinander verglichen. Wenn nun die jeweils größten davon ausgewählt werden, lässt sich eine ganzheitliche Aussage über die Messvorrichtung treffen.

In der folgenden Tabelle sind die Mittelwerte und die jeweiligen empirischen Standardabweichungen aufgelistet. Die Wiederholmessreihe, die dieser Tabelle zugrunde liegt, befindet sich im Anhang.

Messpunkt	\bar{x} [mm]	s_x	\bar{y} [mm]	s_y	\bar{z} [mm]	s_z
1	62	0,78	202,7	1,62	83,2	0,75
2	73,9	0,94	68,2	0,75	167,5	1,96
3	149,2	0,87	69,8	0,98	277	1,41
4	288,2	0,87	66,4	1,36	111,8	0,87
5	363,6	0,66	116,2	2,36	445,2	1,94
6	475,9	1,04	101,1	0,7	145,7	1,19

Tabelle 1 Mittelwerte und Standardabweichungen der Messwerte

Die drei markierten Abweichungen stellen die jeweils größten pro Messachse dar. Nimmt man als Messunsicherheit des wahren Wertes bzw. des Mittelwertes die doppelte empirische Standardabweichung, dann befinden sich 94,5 % aller Messwerte in diesem Intervall, was als akzeptabel gilt.

Bei Lineal und Messschieber liegen die zu erwartenden Messabweichungen im Allgemeinen bei $\pm 0,5$ mm bzw. $\pm 0,05$ bis $\pm 0,025$ mm und entsprechen damit der kleinsten,

sicher ablesbaren Skalenteilung. Diese Unsicherheiten sind bereits in den Messungen enthalten, da mit diesen Mitteln gearbeitet wurde.

Damit ergibt sich für das gesamte Messsystem eine Messunsicherheit von:

$$P \pm ((x) 2,1; (y) 4,7; (z) 3,9) [\text{mm}].$$

Abbildung 9 visualisiert diese ellipsoidische Unsicherheitszone um den Antastpunkt, in welcher sich fast immer der wahre Wert befindet.

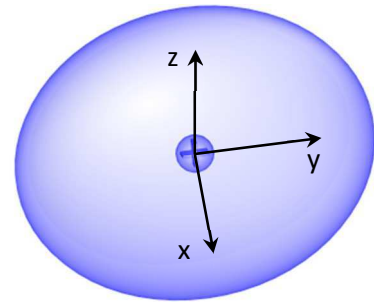


Abbildung 8 Messunsicherheit

3.1.2 Motor

Für die groben Außenkonturen ist dieses Vorgehen ausreichend präzise und zeitsparend. Bei der Positionsbestimmung der drei Aufhängungspunkte wird eine höhere Genauigkeit angestrebt, da der Motor möglichst gerade und ohne zu verklemmen eingebaut werden soll. Darum werden etwa 30 cm lange Stahlstangen in die drei Bohrungen im Motorblock eingeführt, diese fixiert und anschließend der kürzeste Abstand der Stangen zueinander mit dem Gliedermaßstab gemessen. Mit dieser Methode gelingt es eine direkte Linie der relevanten Punkte zu erzeugen, ohne von herausragenden Konturen gestört zu werden. Die Wiederholmessreihe im Anhang zeigt eine deutliche Genauigkeitssteigerung, denn die Messunsicherheit beträgt nur noch $P \pm 1 \text{ mm}$.

Aufgrund dieser dennoch unscharfen Lagebestimmung der Aufhängungspunkte und um möglichen Montageproblemen vorzubeugen, wird konstruktiv eine verstellbare Anbindung realisiert und an passender Stelle genauer erläutert.

3.1.3 Schwinge

Bei der Zweiarmschwinge der Yamaha werden, ausgehend von signifikanten Körperkanten, wie in den Abb. 9 und 10 markiert, alle wesentlichen Grundgeometrien mit Gliedermaßstab und Messschieber ermittelt. Durch die verwendeten Messmittel kann man von einer maximalen Messunsicherheit mit dieser Methode von $\pm 1 \text{ mm}$ ausgehen. Anders als bei dem Motor gibt es bei diesem Teil kaum

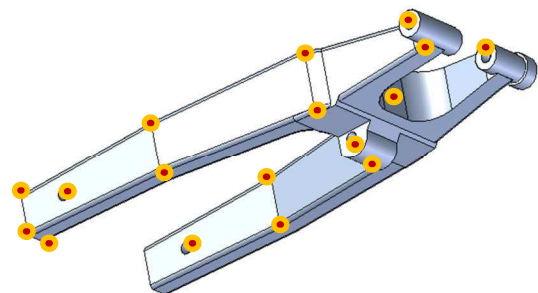


Abbildung 9 Zweiarmschwinge

Probleme beim Messen der Konturen, da die Messmittel in direkter Linie angelegt werden können. Einzig bei der Lagebestimmung der drei Anbindungspunkte muss auf die Vorgehensweise, wie beim Motor zuvor beschrieben, zurückgegriffen werden.

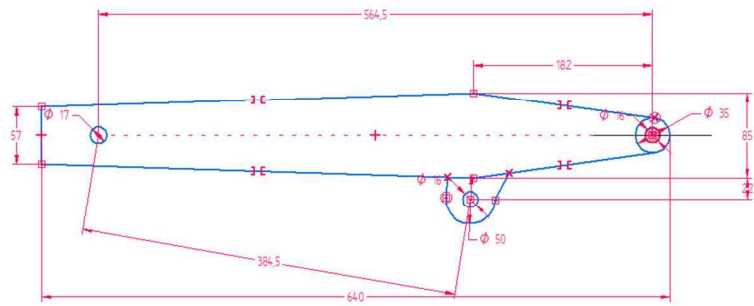


Abbildung 10 signifikante Maße

3.1.4 Hinterrad

Das Hinterrad wird anhand der technischen Daten, gemäß dem Bedienungshandbuch nachkonstruiert. Die Angabe lautet: „[Hinterrad]-Reifen: 140/80-17 69H“ [Workshop Manual, Chapter 2 S. 2-2]. Die allgemeine Bezeichnung für Reifen wird nachstehend erläutert:

Tabelle 2 Reifen Nomenklatur

140	/80	-17	69	H
Reifenbreite in mm	Verhältnis: Reifenhöhe / Reifenbreite	Felgendurchmesser in Zoll (entspricht 431,8 mm)	Tragfähigkeitsindex; entspricht 325 kg	Zulässige Höchstgeschwindigkeit. Hier: 210 km/h

Eine schematische Darstellung (Abb. 11) dient als Konstruktionshilfe für das Antragen der Bemaßung.

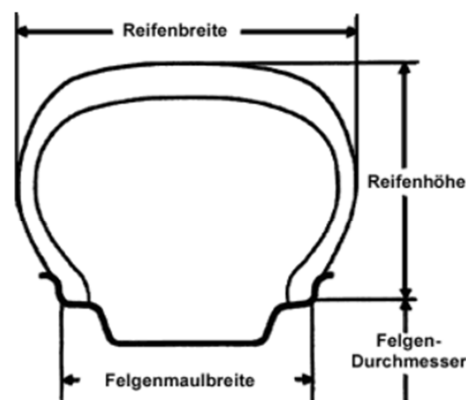


Abbildung 11 Reifenmaße URL: reifen.de

3.2 Konstruktion

Die allgemeingültigen Ansprüche an eine Konstruktion sind [Naefe, 2009, S.115]:

- Einfachheit
- Eindeutigkeit
- Sicherheit

Um dem Anspruch der Einfachheit schon bei der Modellerzeugung zu genügen werden sogenannte Masterskizzen bei dem Motor und der Schwinge verwendet. Dies sind 2D-Projektionen auf den Hauptebenen des objektspezifischen Koordinatensystems, die alle wesentlichen Konturen wiedergeben. Sämtliche Volumenfeatures werden dann auf diese Skizzen referenziert. Damit wird es, im Falle einer Lage- oder Formänderung am Bauteil dem Konstrukteur erleichtert den Überblick zu behalten und zügig die gewünschten Modifikationen vorzunehmen. Ein weiterer Vorteil dieser Vorgehensweise ist die quantitative Minimierung von Fehlerquellen, die daraus resultieren, dass man Volumenfeatures aufeinander aufbauend erzeugt. Denn hierbei kann es vorkommen, dass bei Änderung einer älteren Geometrie die Referenzen einer neueren verlorengehen und ein Neuaufbau des Teils scheitert. Der größte Nachteil bei Masterskizzen ist, dass es äußerst umständlich ist, Hohlräume und Konturen mit Hinter-schneidungen in das Bauteil einzufügen. Auf diese wird jedoch verzichtet, sodass dieses Manko nicht zum Tragen kommt. Sobald mindestens auf zwei Hauptebenen die Masterskizzen definiert wurden, können zusätzliche Referenzebenen eingefügt werden, von denen anschließend die Volumenfeatures ausgetragen werden. In den Abbildungen 12-14 wird dieses Vorgehen am Beispiel des Motors anhand von Screenshots visualisiert.

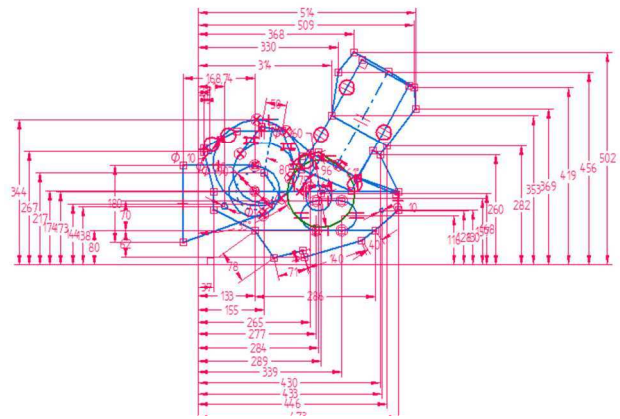


Abbildung 12 Masterskizze

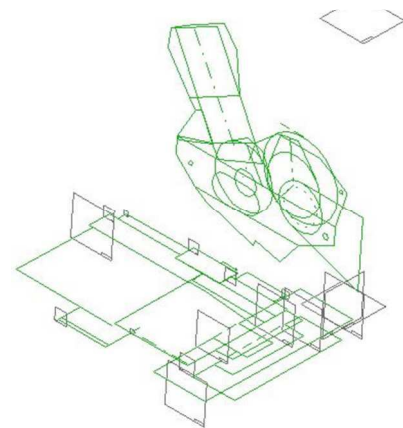


Abbildung 13 Ebenen einfügen

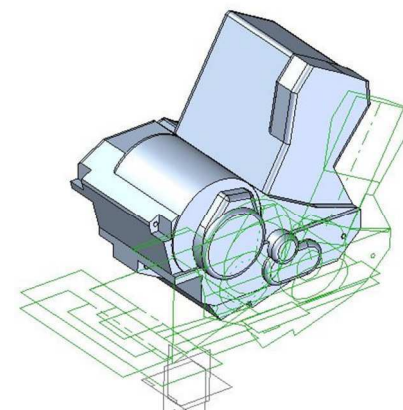


Abbildung 14 Volumenfeatures austragen

Bei dem Hinterrad wird sich, abweichend von dieser Konstruktionsweise für die „althergebrachte“ Methode entschieden. D.h., es werden für alle wesentlichen Geometrien einzelne Skizzen erstellt und als Volumenfeature ausgetragen. Details, wie das Kettenrad und die Bremsscheibe, entstehen in Anlehnung an das reale Hinterrad. Das CAD-Teil des Rades (Abb. 15) ist im Detail für keine aufbauenden konstruktiven Aufgaben relevant, da es quasi das letzte Glied der Antriebsbaugruppe darstellt, die bereits in der Realität existiert. Mit den Angaben aus dem Handbuch wird es gelingen, ein für Fahr- und Kinematiksimulationen brauchbares 3D-Modell zu schaffen.



Abbildung 15 Hinterrad

Weiterhin ist anzumerken, dass für alle drei Modelle (Motor, Schwinge und Rad) nur jeweils ein Teil anstelle einer komplexen Baugruppe konstruiert wurde. Diese Entscheidung lässt sich mit dem Charakter des Objekts an sich begründen; denn es handelt sich theoretisch um Teile, die bereits existieren und nicht weiter modifiziert werden müssen. Sie sind somit einfache Bauraummodelle, die das CAD-Modell des Fahrzeugs komplettieren und Aussagen über mögliche Kollisionen mit benachbarten, aufbauenden Komponenten liefern. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass auf keine Baugruppenstrukturen und interne Referenzen geachtet werden muss, was zu einer Zeitersparnis führt. Es wird keine Rücksicht auf innenliegende Hohlräume genommen, da diese für das Gesamtmodell irrelevant sind. In Bezug auf die physikalischen Eigenschaften, speziell der Masse, wurden die Originalteile mit einer Personenwaage gewogen und anschließend die Dichte der CAD-Modelle so manipuliert, dass eine Übereinstimmung erreicht wurde. Das Pflegen dieser virtuellen Eigenschaften wird für eine mögliche zukünftige Simulation einzelner Komponenten bzw. des gesamten Fahrzeuges zum Tragen kommen.

Eine ebenso genauere, wie auch zeitintensivere Vorgehensweise bei der Bauteilmodellierung wäre die Baugruppenerstellung. Hier werden z.B. alle Einzelteile des Motors, der zuvor komplett demontiert wurden, separat vermessen, digitalisiert und anschließend in einer virtuellen Motor-Baugruppe wieder zusammengefügt. Das Aufwand-Nutzen-Verhältnis beraubt dieser Arbeitsweise ihre Berechtigung.

Bezug nehmend zu den allgemeinen Konstruktionsansprüchen, ist es für die drei realen Komponenten unnötig die Frage nach der Simplizität zu stellen, da diese unveränderlich bleiben. Anders wird es bei der Rahmenanbindung sein, die im nächsten Kapitel betrachtet wird.

Zur Erfüllung der Eindeutigkeit wird bei der Skizzenerstellung für die Volumenfeatures darauf geachtet, dass alle Formelemente nachvollziehbar definiert sind; also immer ausgehend vom gewählten Referenzpunkt. In Bezug auf die Eindeutigkeit der Lagerung, vor allem des Motorgehäuses, wird für das vorhandene Teil keine Aussage getroffen; wohl aber das Thema bei der Fixierung am Rahmen nochmal aufgegriffen.

Der Aspekt der Sicherheit sollte bei allen Konstruktionen von primärer Bedeutung sein, damit die gewünschte Funktion einer Vorrichtung oder Maschine im Idealfall zuverlässig abrufbar ist. An dieser Stelle kann lediglich eine qualitative Einschätzung stattfinden, da auftretende Lastfälle und Bauteilfestigkeiten nur schwer bzw. nicht sicher beurteilt werden können. Das Motorrad besitzt ein zulässiges Gesamtgewicht von 410 kg und das Testfahrzeug eins, von voraussichtlich 500 kg. Bei einer vergleichbaren Positionierung des Antriebsstranges im Prototyp ist bei einer erhöhten Masse demzufolge von einer höheren Belastung der Bauteile auszugehen. An dieser Stelle wird jedoch angenommen, dass diese unkritisch sind. Dies wird durch den Einsatzcharakter des Fahrzeugs begründet, denn im Vergleich zur Yamaha wird keine Geländetauglichkeit angestrebt. Die strukturelle Bedeutung der Rahmenanbindungskomponenten für das Zusammenhalten des Fahrzeuges verlangt nach einer unmittelbaren Sicherheit mit einem sicheren Bestehen der Teile, auch wenn dies eine überdimensionierte Konstruktion erfordern wird [vgl. Naefe, 2009, S. 105].

Zusammenfassend veranschaulicht Abb. 16 die Antriebsbaugruppe.

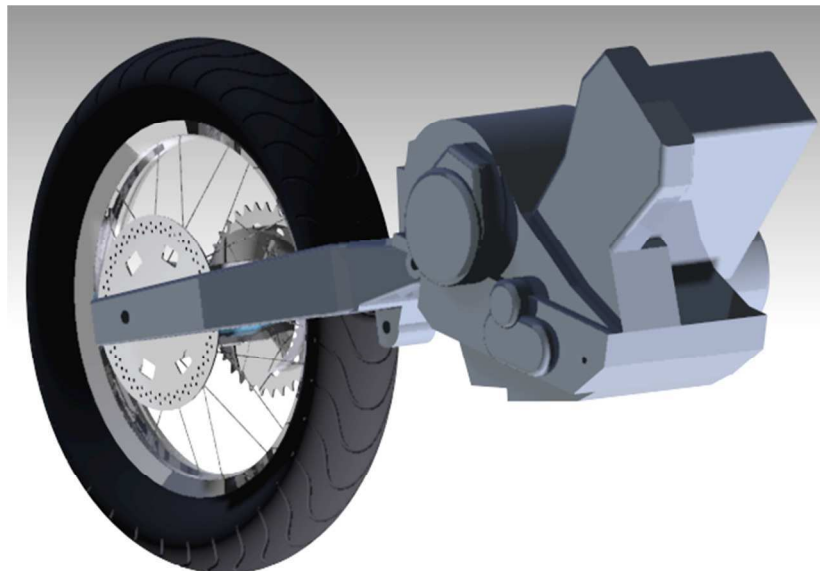


Abbildung 16 Antriebsbaugruppe

4 Konzeptionierung - Rahmenanbindung

Dieses Kapitel wird sich mit der konstruktiven Aufgabe der Fixierung des Motors am Fahrzeugrahmen auseinandersetzen. Es wird angestrebt, eine möglichst einfache Lösung für die Befestigung der Antriebsbaugruppe zu finden, die eine problemlose Montage gewährleistet. Aufgrund der Tatsache, dass der Motor manuell und mit entsprechenden Fehlertoleranzen vermessen wurde, sollten adäquate Einstellmöglichkeiten zur Korrektur der Einbaulage vorgesehen werden.

4.1 Vorbetrachtungen

Für die Lösung einer Aufgabe konstruktiver Natur ist es von Vorteil, den späteren Verwendungszweck mit seinen physikalischen Bedingungen zu kennen. Sicherheitsfaktoren ließen sich somit rechnerisch bestimmen und Materialien zweckspezifisch auswählen. Um einen ersten Überblick zu erhalten, wurden alle bekannten Forderungen und mögliche Wünsche in einer Anforderungsliste zusammengestellt und im Anhang beigefügt [vgl. Naefe, 2009, S.90].

Für die genaue Dimensionierung der Bauteile benötigt man eine Abschätzung der auftretenden Kräfte bzw. Momente. Das Prototyp-Fahrzeug wird hauptsächlich ausgestellt werden und für Testzwecke oder Vorführungen auf Privatgeländen in angemessenem Rahmen zum Einsatz kommen. Eine Straßenzulassung wird für dieses Testfahrzeug nicht angestrebt. Die höchste Priorität hat in erster Linie die Funktionsfähigkeit und in geringerem Maße das Design. Optimierungsaspekte in Bezug auf Kosten und Gewicht rücken erst verstärkt bei der Entwicklung einer Kleinserie in den Mittelpunkt der Betrachtung.

Ein Nachweis der Festigkeit, sowohl für den statischen, als auch den dynamischen Zustand wird in dieser Arbeit nicht erbracht, aber auf die Thematik im Ausblick nochmal eingegangen.

Alle vorgenommenen Bauteildimensionierungen basieren auf Schätz- und Erfahrungswerten. Belastungsannahmen werden überschlägig getroffen, wodurch eine erhöhte Sicherheit zustande kommt. Da die Anbindung des Motors an den Rahmen essentiell für das Zusammenhalten des Fahrzeugs ist, wird dieses Mehr an Sicherheit bewusst mit einer Gewichtszunahme erkaufft.

Als ersten Schritt zur Erstellung eines Anbindungskonzeptes erscheint es naheliegend, alle bereits gegebenen Bedingungen, Forderungen und Einbaugrenzen zu ermitteln. Aus der Abb. 17 wird die grundlegende, ungefähre Einbaulage des Motors erkennbar. Es wird sich dafür entschieden, den Antriebsstrang wie bei einem Motorrad aufzubauen. D.h., der Motor befindet sich zwischen Hinter- und Vorderrad und nicht, wie beispielsweise bei vielen Quads, über der Hinterachse.



Abbildung 17 Prototyp - Design

Zum gegenwärtigen Zeitpunkt wird sich mit der Materialwahl des Rohrrahmens, der durch das umformende Verfahren Freiformbiegen hergestellt wird befasst. Eine vielversprechende Option ist momentan der rost- und säurebeständige Stahl X5CrNi18-10 (1.4301). Die prinzipiell gute Schweißeignung des Materials mit allen gängigen Verfahren, ist ausschlaggebend für kommende Fixierungsvarianten [vgl. URL7].

Die äußere Form des Rahmens ist bereits definiert; damit liegen klare Einbaubedingungen vor. In Abbildung 18 werden diese anhand des 3D-Modells dargestellt.



Abbildung 18 Rahmen

An dieser Stelle ist anzumerken, dass der Motor sowohl in der Realität, also auch als CAD-Modell unveränderbar sein sollte. Darum müssen spätere Fahrzeugelemente, wie z.B. die Außenverkleidung daran angepasst werden. Weiterhin sollten die Einbauposition und die Art des Einbaukonzeptes ähnlich oder gleich zum Originalfahrzeug sein. Andernfalls weichen die Kraft- und Momenteneinträge zu stark vom Original ab, weshalb eine grundlegend neue Betrachtung in dieser Hinsicht inklusive Nachweise für Festigkeit, Steifigkeit und Sicherheiten geführt werden müssten. Dieser Aufwand ist für diese Arbeit unangemessen und würde sonst allenfalls in Ausnahmefällen zur Anwendung kommen. Im Folgenden wird darum ein genauerer Blick auf die Rahmenanbindung bei der Yamaha 750 XTZ geworfen. Das Motorrad fällt durch seine Bauweise in die Kategorie der Enduro-Maschinen (engl. endurance = Ausdauer) und ist damit für lange Reisen mit Gepäck und Einsätzen im Gelände konzipiert. Dementsprechend wird angenommen, dass alle Bestandteile von ihrer Konstruktionsart so ausgerichtet sind, dass sie den rauen Belastungen während der Fahrten auch standhalten.

Wie aus der Abb. 19 ersichtlich, ist bei dem Motorrad ein Schleifenrahmen verbaut. Dieser besteht hauptsächlich aus gebogenem Stahlrohr, welches mit Gussteilen, wie z.B. der Lenkstangenaufnahme und Knotenblechen, verschweißt wurde. Die Herstellung eines derartigen Rahmens ist aufgrund des vergleichsweise geringen Aufwandes als kostengünstig anzusehen. Nachteilig ist jedoch, dass die Steifigkeitswerte niedriger liegen als beispielsweise bei modernen Profilrahmen aus Aluminiumguss-Legierungen. Weiterhin übernimmt ausschließlich der Rahmen eine tragende Funktion, da alle Kräfte von ihm aufgenommen werden [vgl. Stoffregen, 2010 S. 291].

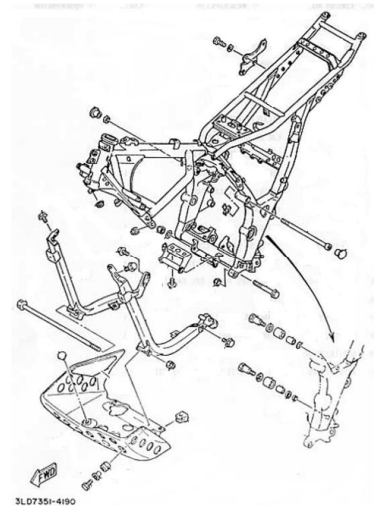


Abbildung 19 Rahmen (Yamaha)
Quelle: Wartungshandbuch

Die schematische Einbauposition des Motors in diesem Rahmen zeigt Abb. 20. Dabei wurden zur besseren Anschauung die drei Aufhängpunkte rot, die Antriebsmaschine türkis, die Schwinge orange und der relevante Teil des Rahmens grau eingefärbt. Es ist erkennbar, dass die beiden parallel angeordneten Zylinder in Fahrtrichtung ca. 45° nach oben zeigen und dass sich Schwinge und Motor einen Anbindungspunkt am Rahmen teilen.

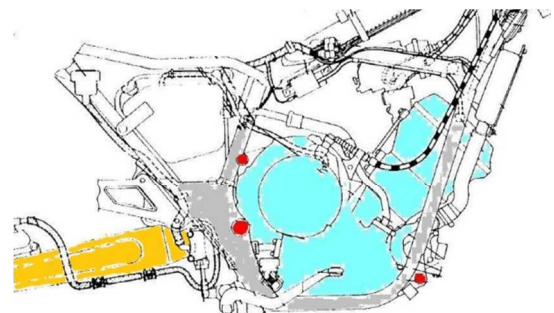


Abbildung 20 Einbauposition – Motor
(Abb. ähnlich Wartungshandbuch)

4.2 Varianten

Im Folgenden werden für die Aufgabe relevante Entscheidungsoptionen kurz vorgestellt, auf deren Vor- und Nachteile eingegangen und diese anschließend qualitativ miteinander verglichen.

4.2.1 Horizontale/vertikale Verstellmöglichkeiten

Zur Herstellung einer belastbaren Verbindung zweier Bauteile, die sowohl lösbar, als auch verstellbar sein soll, sind zwei prinzipielle Ansätze zu realisieren: Kraftschluss und/oder Formschluss. Die folgenden Abbildungen 21-25 zeigen schematisch fünf realitätsnahe Möglichkeiten, wobei auch eine Kombination verschiedener Varianten denkbar ist.

1. Langlöcher:

Längliche Nuten in Bauteilen bieten eine kontinuierliche Führung von z.B. Schrauben entlang einer zweidimensionalen Bahn. Das Anziehmoment der Schraube bzw. Mutter erzeugt eine Presskraft, die durch eine Unterlegscheibe günstiger verteilt werden kann. Diese Kraft soll für eine erhöhte Haftreibung der berührenden Elemente sorgen, sodass bis zu einem bestimmten äußeren Krafteintrag eine starre Kopplung der Bauteile vorliegt.

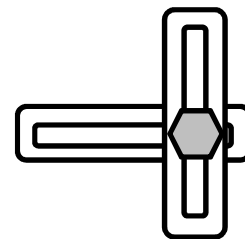


Abbildung 21 Langlöcher

2. Definiert positionierte Bohrungen:

Ähnlich wie bei Langlöchern bewirkt ein Anziehmoment eine kraftschlüssige Verbindung von zwei Bauelementen, die miteinander verschraubt werden. Dabei ist aber der Gesamtfreiheitsgrad vor dem Anziehen durch die Form der Bohrung auf eins reduziert. Bedeutet: es besteht auch bei Lockerung der Schraube noch ein gewisser Schutz gegen Verschieben. Nachteilig ist hingegen, dass die Verschiebung nur punktuell, abhängig von dem Bohrbild, geschehen kann.

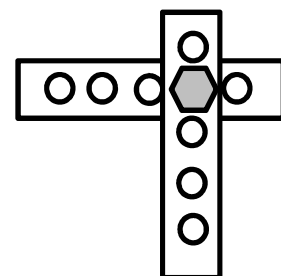


Abbildung 22 definierte Bohrungen

3. Zahnstange mit Klemmvorrichtung:

Eine zweidimensionale, diskontinuierliche Verstellbarkeit in kleinen Intervallen kennzeichnet diese Methode. Dabei wird einerseits ein gewisser Formschluss durch einen kleinen Körper (z.B. Bolzen) mit einer Zahnstange erzeugt und andererseits sichert eine Presskraft, die aus einem Verspannen der oberen und unteren Klemmhälfte resultiert, diesen Körper gegen Verrutschen.

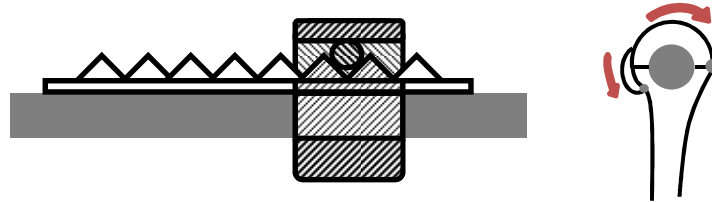


Abbildung 23 Zahnstange mit Klemme

4. Bohrung mit Arretierungen:

Ein rotationssymmetrisches Bauteil wird durch drei Schrauben in einer definierten Position innerhalb einer Materialaussparung des umgebenden Körpers gehalten. Innerhalb eines kreisförmigen Bereiches lässt sich die Lage der Achse des zu verschiebenden Bauteils durch Variieren der Auskraglänge der Schrauben einstellen. Zusätzlich ist es mit dem Aufbringen eines Anziehmomentes möglich, den rotatorischen Freiheitsgrad zu unterbinden. Es ist ratsam, die Schrauben gegen ungewolltes Lösen zu sichern.

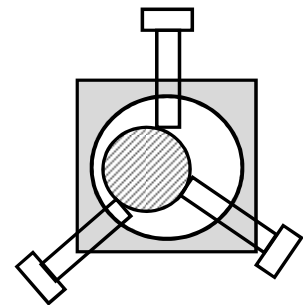


Abbildung 24 Bohrung mit Arretierung

5. Doppelt-exzentrische Lagerung:

Bei dieser Lagerungsvariante lässt sich die Achse des einzustellenden Bauteils ebenfalls innerhalb einer Kreisfläche frei und kontinuierlich positionieren. Dies ermöglichen zwei zueinander drehbar gelagerte Scheiben mit exzentrischen Bohrungen. Mit dieser Methode lassen sich jedoch nur in seltenen Fällen, nämlich in den äußeren Randpositionen, Kräfte übertragen, da die Scheiben ineinander ungebremst rotieren können.

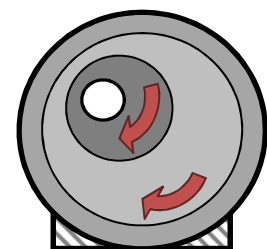


Abbildung 25 Exzenter-Lager

Die Tabelle 3 fasst wesentliche Vor- und Nachteile dieser fünf Möglichkeiten zusammen, die später für Vergleichszwecke nochmal aufgegriffen werden.






Variante	Vorteil	Nachteil
1 	Geringer konstruktiver Aufwand	Erhöhter Platzbedarf
	Stufenlose Verstellbarkeit	Geringere Stabilität durch Kraftschluss
	Weiträumiges Einstellpotential	
2 	Geringer konstruktiver Aufwand	Erhöhter Platzbedarf
	Weiträumiges Einstellpotential	Nur definierte Positionen möglich
	Hohe Stabilität	
3 	Weiträumiges Einstellpotential	Hoher konstruktiver Aufwand
	Hohe Stabilität	Nur definierte Positionen möglich
		Erhöhter Platzbedarf
4 	Stufenlose Verstellbarkeit	Geringes Einstellpotential
	Kompakte Bauweise	Erschwerte Zugänglichkeit bei Montage/Einstellung
	Mittlere Stabilität	
5 	Stufenlose Verstellbarkeit	Hoher konstruktiver Aufwand
	Kompakte Bauweise	Zielposition nicht arretierbar
	Hohe Stabilität	

Tabelle 3 Vor-/Nachteile Verstellmöglichkeiten

4.2.2 Möglichkeiten der Motoraufhängung

1. Wie im Original:

Alle drei Aufhängpunkte des Motors sind über durchgehende Achsen mit einem Trägerrohr (rot) verschraubt. Dieses Rohr wird unter Einbeziehung der jeweiligen Verstellmöglichkeiten, die oben beschrieben wurden, biegesteif am Hauptrahmen montiert. Abb. 26 veranschaulicht dieses Prinzip.

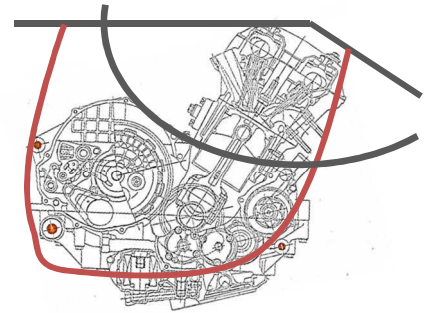


Abbildung 26 Anbindung, wie Original

2. Alle Punkte separat:

Der Unterschied zu Variante 1 ist, dass alle Punkte separat am Rahmen montiert werden (vgl. Abb. 27).

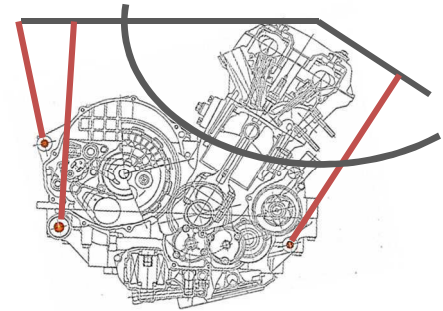


Abbildung 27 Anbindung, drei separat

3. Zwei Punkte zusammengefasst:

Alternativ lassen sich die beiden vorherigen Möglichkeiten kombinieren, wodurch jeweils zwei Aufhängpunkte zusammengefasst werden. Abbildung 28 veranschaulicht dieses Prinzip.

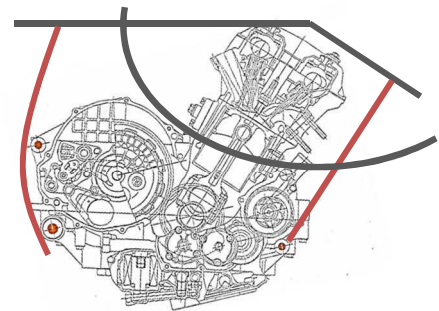


Abbildung 28 Anbindung, zwei - eins

Zusätzlich ist es noch angedacht, die geschwungene Komponente des Fahrzeugrahmens in das Anbindungskonzept zu involvieren. Mit seitlichen Stützstreben, die fest verschweißt werden, ließe sich mit geringem Aufwand eine Erhöhung der Steifigkeit realisieren. Vor allem bei Kurvenfahrten erscheint es sinnvoll, die auftretenden Fliehkräfte auf direktem Weg in den Rahmen weiterzuleiten. Dadurch wird einer Verwindung der gesamten Konstruktion entgegengewirkt.

Auch für die Möglichkeiten der Motoraufhängung werden augenscheinliche Vor- und Nachteile kurz in der folgenden Tabelle zusammengefasst.




Variante	Vorteil	Nachteil
1 	Starre Kopplung, hohe Steifigkeit	Nur zwei Verbindungsstellen am Hauptrahmen
	Wenige Komponenten	
2 	Drei Verbindungsstellen am Hauptrahmen -> Schaffung von Redundanz	Niedrigste Steifigkeit
	geringer Fertigungsaufwand (kein Biegevorgang nötig)	Motor nimmt auch Kräfte auf
3 	Niedrigste Masse durch kurze Strecken (wenig Material)	Nur zwei Verbindungsstellen am Hauptrahmen
		Motor nimmt auch Kräfte auf

Tabelle 4 Vor-/Nachteile Motoranbindung

Es ist zu empfehlen, den Motor wie beim Originalfahrzeug zu montieren. Es kann nicht gewährleistet werden, dass er bei einem mittragenden Einbaukonzept den zusätzlichen Belastungen standhält. Folglich kommt für die Anbindung am Rahmen nur Variante 1 in Frage. Durch dieses k.o.-Kriterium kann auf einen ausführlichen Variantenvergleich verzichtet werden.

4.2.3 Vergleich

In Bezug auf die horizontalen- und vertikalen Verstellmöglichkeiten lässt sich vorab erkennen, dass die Varianten ohne kontinuierliche Positionierbarkeit nicht geeignet für die Konstruktion sind. Es wird schließlich der problemlose Einbau des Motors in der Aufhängung gefordert und somit wäre es unwahrscheinlich, dass die tatsächliche Achslage mit einer der vorgesehenen diskreten Anbindungspunkte übereinstimmt. Augenscheinlich gibt es unter den verbliebenen Varianten (1, 4, und 5) keine klare Präferenz, sodass mittels quantitativer Abschätzung eine Rangliste mit einem Punktsystem ermittelt wird. Dabei werden zu Beginn voneinander unabhängige Charakteristika ausgewählt und ihnen ein prozentualer Wichtungsfaktor zugeordnet. Im konkreten Fall

werden diese Faktoren mit Hauptaugenmerk auf die Erfüllung der Gesamtfunktion eingeschätzt. Es ist zu beachten, dass die Summe dieser Faktoren 100 % ergeben sollte, damit die Ergebnisse auszuwerten sind. Weiterhin sollten sie positiv formuliert werden, wie „Korrosionsbeständigkeit“ statt „Verwitterungsgefahr“, wodurch ein Umdenken bei der Punktevergabe erspart bleibt [vgl. Naefe, 2009, S. 80 ff.].

Als Bewertungsspanne wird der Zahlenbereich (natürlicher Zahlen) von null bis vier nach Abb. 29 gewählt. Im Vergleich dazu wird bei der Nutzwertanalyse eine Vergleichskriterium mithilfe von 11 Punkten differenziert charakterisiert. Allerdings liegen zum Zeitpunkt noch keine konkreten quantitativen Aussagen vor, weshalb auf die unschärfere Methode (nach VDI-Richtlinie 2225) zurückgegriffen wird. Am Ende kommt die Variante mit der höchsten Gesamtpunktzahl am ehesten für die Konstruktion in Frage. Dieses vergleichende Ergebnis lässt sich besonders gut mit einem Netzdiagramm visualisieren, da bessere Varianten im Gegensatz zu schlechteren eine größere Fläche einschließen.

Wertskala			
Nutzwertanalyse		Richtlinie VDI 2225	
Pkt.	Bedeutung	Pkt.	Bedeutung
0	absolut unbrauchbare Lösung	0	unbefriedigend
1	sehr mangelhafte Lösung		
2	schwache Lösung	1	gerade noch tragbar
3	tragbare Lösung		
4	ausreichende Lösung	2	ausreichend
5	befriedigende Lösung		
6	gute Lösung mit geringen Mängeln	3	gut
7	gute Lösung		
8	sehr gute Lösung	4	sehr gut (ideal)
9	über die Zielvorstellung hinausgehende Lösung		
10	Ideallösung		

Abbildung 29 Wertskala [Naefe, 2009, S.84]

In der folgenden Tabelle 5 wird die Bewertung der drei Varianten vorgenommen.

Bewertungskriterium	Wichtungsfaktor	Punktzahl		
		Langlöcher	Arretierer	Exzenter
Stabilität, Robustheit	0,4	3	1	4
Preisgünstig	0,3	3	3	2
Simple Bedienbarkeit	0,2	4	2	4
Wartungsfreundlichkeit	0,1	4	4	3
Ergebnis	1,0	3,3	2,1	3,2

Tabelle 5 Variantenbewertung

Anhand der Abb. 30 werden die gewonnen Erkenntnisse grafisch dargestellt.

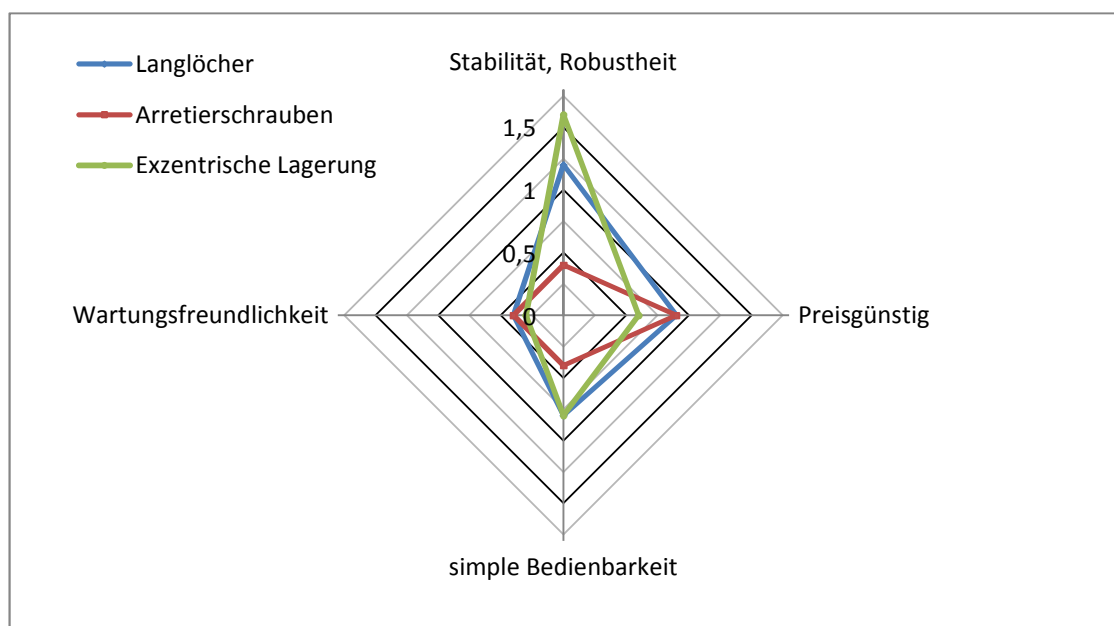


Abbildung 30 Variantenvergleich

Auswertend lässt sich nun feststellen, dass die Aufhängung mit Langlöchern der Variante mit den Arretierschrauben überlegen ist. Dies begründet sich dadurch, dass der blaue Graph den roten an zwei Stellen berührt (also ein gleiches Ergebnis aufweist) und an zwei weiteren weiträumig umschließt. Bei dem Vergleich der anderen Varianten miteinander, gibt es immer mindestens eine Überschneidung, was zu einer Kompromissfindung führt. Allerdings wird deutlich, dass die Befestigung mit Arretierschrauben die niedrigste Gesamtpunktzahl zeigt, was bedeutet, dass von dieser konstruktiven

Lösung tendenziell weniger Gebrauch gemacht werden sollte. Theoretisch ist es nun möglich, ausschließlich auf Langlochverbindungen zurückzugreifen, doch warum dies nicht geschieht wird bei der Betrachtung der Vorzugsvariante geklärt.

4.2.4 Art der Trägerkonstruktion

Für die Aufhängung, die den Motor fixiert rücken zwei prinzipielle konstruktive Möglichkeiten in den Fokus der Betrachtung. Zum einen ist es denkbar Vollmaterial, wie z.B. bearbeiteten Flachstahl zu nutzen, zum anderen ließen sich auch profilierte Halbzeuge, z.B. Rohre einsetzen. Ausgehend von den wichtigsten Rahmenbedingungen: Steifigkeit und Gewicht lässt sich nach einem Vergleich der charakteristischen Merkmale der Varianten eine Vorzugslösung finden. Das Hauptmerkmal profilierten Stahls ist die Möglichkeit Widerstandsmomente gemäß den, im Voraus bekannten, wirkenden Kräften anzupassen. Daraus resultiert eine höhere Steifigkeit bei konstanter Masse. Vollmaterialien hingegen sind in ihrer Bauform kompakt und bedürfen auf dem Weg zum Halbzeug keiner anspruchsvollen Umformverfahren. Durch ihre vergleichsweise niedrigen Widerstandsmomente sollten diese Bauteile vorzugsweise auf Zug bzw. Druck beansprucht werden. In diesem Fall wäre bei gleichem Material die wirksame Querschnittsfläche von Bedeutung.

Bei dem Einsatz des Prototyps werden unterschiedlich gerichtete dynamische Kräfte, abhängig von der jeweiligen Fahrsituation auftreten. Es ist darum anzunehmen, dass nicht ausschließlich Zug- bzw Druckspannungen im Material entstehen, sodass die Wahl auf ein biegesteifes Hohlprofil fällt. Damit der Komplexitätsgrad der Konstruktion gering gehalten wird, sollten die Anzahl der Teile und deren fertigungstechnischer Aufwand ebenso gering sein. Folglich scheiden aufwendigere Schweißkonstruktionen bei der Profilwahl aus. Beim Fertigen der beiden seitlichen Träger, mit denen der Motor verschraubt wird, könnten sowohl quadratische, als auch Rohrprofile verwendet werden. Das unterschiedliche Widerstandsmoment bei diesen beiden Profilen ist bei einer veränderlichen und teilweise unbekannten Krafrichtung kaum von Bedeutung.

Es wird sich letztendlich für Rohre entschieden, da davon ausgegangen werden kann, dass deren Fertigung geringfügig weniger spezialisierte Maschinen erfordert. Damit entsteht eine größere Unabhängigkeit bei der Wahl eines Fertigungsbetriebes.

5 Konstruktion - Vorzugsvariante

Dieses Kapitel befasst sich mit der Darstellung der Vorzugsvariante der Anbindungsbaugruppe, die den Motor mit dem Fahrzeugrahmen verbindet. Dabei wird zunächst eine Abschätzung der wirkenden Kräfte getroffen, die maßgeblich für die spätere Bauteildimensionierung sind. Anschließend werden konstruktive Details, wie Möglichkeiten der Lagerung und der Bauteilverbindung, näher betrachtet.

Formal gliedert sich die Anbindungsbaugruppe in zwei spiegelsymmetrische Schweißbaugruppen (SBG) und mehrerer kleinerer Einzelteile, die sich wiederum in genormte und noch zu fertigende Komponenten differenzieren lassen (vgl. Abb. 31).

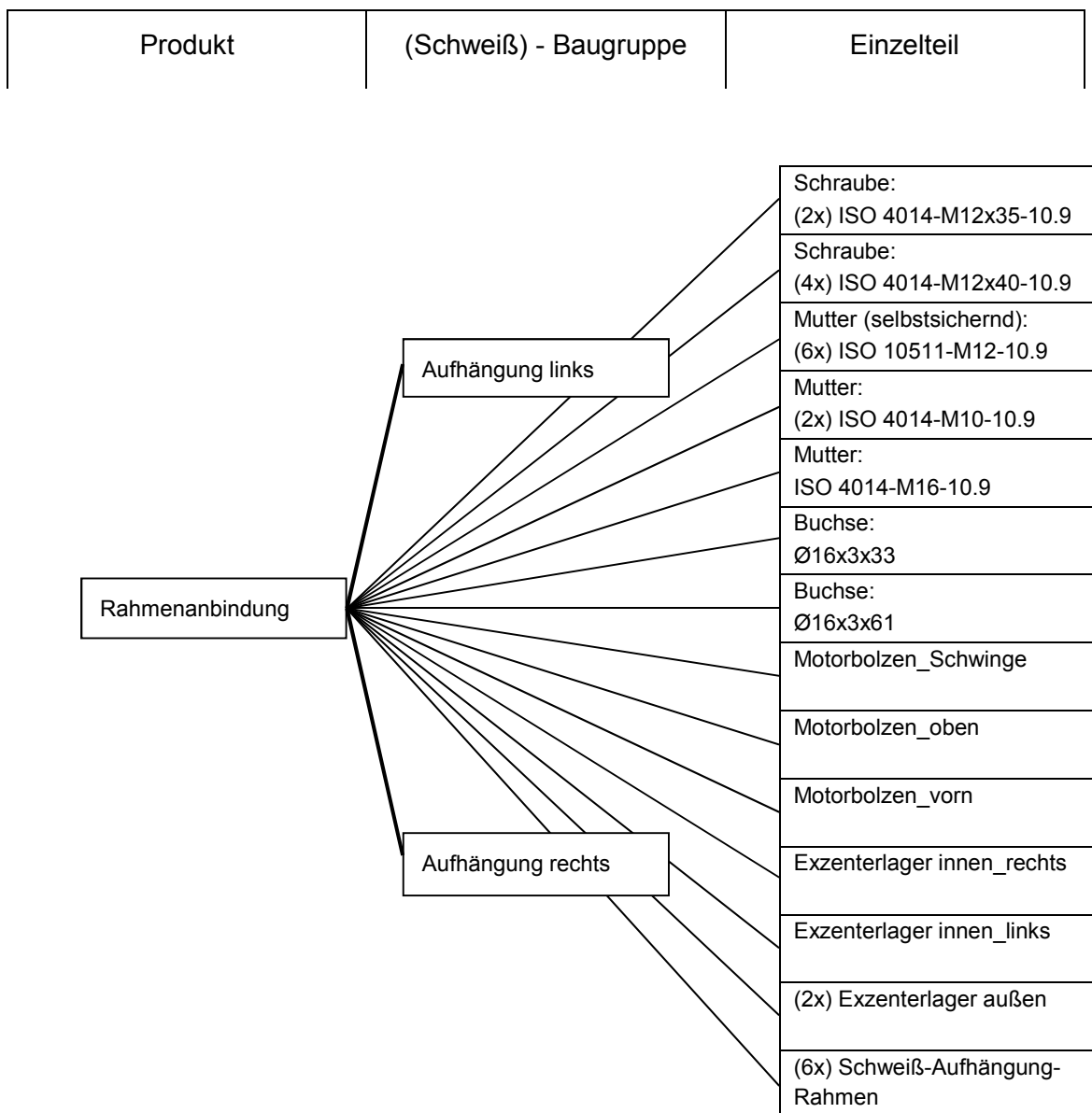


Abbildung 31 Baugruppenstruktur

5.1 Formgebung

Für die endgültige Festlegung auf die Bauteilgeometrie, müssen zahlreiche Rahmenbedingungen geklärt werden, damit keine willkürliche Entscheidung getroffen wird. Für den Prototyp gibt es allerdings nur wenige Einschränkungen, da hier zunächst einmal hauptsächlich die Funktion und in gewissen Maß das Aussehen von Bedeutung sind. Aus diesem Grund wird sich auch nur auf den wichtigsten Einflussfaktor bei der Bauteilauslegung bezogen: den wirkenden Kräften. Die genaue Lage des Antriebsstranges wurde im Verlauf vorangegangener Arbeiten definiert. Demnach orientiert sich die Position des Hinterrades, die sich maßgeblich auf das Fahrverhalten auswirkt, an der Vorgabe des Radstandes von 2380 mm.

5.1.1 wirkende Kräfte

Es ist anzumerken, dass die konkrete Positionierung des Feder-Dämpfer-Systems, die ein Großteil der Belastung, vor allem der Eigenmasse des Fahrzeugs aufnimmt, in dieser Arbeit nicht berücksichtigt wird. Im Allgemeinen sollte immer angestrebt werden Bauteile, insbesondere Eisenknetlegierungen, eher auf Zug/Druck anstelle von Biegung und Torsion zu beanspruchen, denn die Belastungsgrenze bis zur plastischen Verformung liegt bei letzteren z.T. deutlich niedriger. Ein aussagekräftiges Beispiel für den Einsatz dieser Konstruktionsmethodik liefern Gitterrohrrahmen im Bereich des Fahrzeugbaus. Diese Schweißkonstruktion ähnelt in Ansätzen dem Gerüst eines Fachwerkhauses, bei dem ebenfalls die Balken zum größten Teil auf Druck beansprucht werden.

In den kommenden Textpassagen wird versucht eine Abschätzung der Kräfte bei den Zuständen: Stand, positiver und negativer Beschleunigung sowie Kurvenfahrt zu liefern. Dabei wird vereinfachend angenommen, dass exogene Einflüsse, wie z.B. Windböen oder Schlaglöcher, zunächst in den Rechnungen nicht zum Tragen kommen. Am Ende wird aber deren Bedeutung separat betrachtet. Mit einer Erhöhung der erforderlichen Sicherheit wird versucht, die potentielle Gefahr, die von diesen Störgrößen ausgeht, zu erfassen. An dieser Stelle wird ein minimaler Sicherheitsfaktor von 2 angesetzt.

Stillstand:

Für derartige Überlegungen sind Kenntnisse von maximalem Gewicht und Lage des Schwerpunktes von Vorteil. Das Leergewicht des Fahrzeuges liegt bei ca. 350 kg und kann sich z.B. durch Fahrgäste auf ca. 500 kg erhöhen. Der Schwerpunkt befindet sich dann voraussichtlich mittig zwischen den Achsen in einer Höhe von ca. 700 mm. Die Masse des Antriebsstranges, bestehend aus: Hinterrad, Schwinge, Motor und Abgas-

anlage und der Rahmenanbindung, beträgt schätzungsweise 100 kg. Die Vorderradmassen mit den direkt daran gebundenen Teilen, wie z.B. den Scheibenbremsen, betragen gemeinsam ca. 20 kg. Diese sind für die kommende Kräftebetrachtung irrelevant, da sie direkt mit der Auflagefläche in Berührung stehen. Am Ende ergibt sich für die Anbindungsbaugruppe im stationären Zustand eine wie folgt zusammengesetzte Belastung:

$$F_{stat} = \left(\frac{m_{max}}{2} - m_{Antrieb} - m_{VRäder} \right) g \quad [5.1]$$

$$F_{stat} = 130 \cdot 9,81 \left[\frac{kg \cdot m}{s^2} \right]$$

$$F_{stat} = 1275,3 \, N \approx 1275 \, N$$

In Abb. 32 wird vereinfacht angenommen, dass die Federung direkt an der Schwinge montiert wird. So kann schematisch demonstriert werden, wie die Kraft innerhalb der einzelnen Komponenten gerichtet ist. Abhängig vom horizontalen Abstand ($x_{Rad,Feder}$) des Kraftangriffspunktes der Radnabe und des Feder-Dämpfer-Systems resultiert ein Moment (M_{Feder}), welches für eine Zugkraft ($F_{Anb.,stat}$) an der Anbindungsbaugruppe sorgt. Für ein Kräftegleichgewicht, was bei einem unbeschleunigten System vorausgesetzt wird, ist noch die Gegenkraft in der Radnabe (F_{Rad}) von Bedeutung. Im stationären Zustand stellt die Federung lediglich einen Druckstab dar. Folglich lässt sich über Kenntnis der Hebellängen ein ungefährender Zahlenwert für diese Zugkraft ermitteln.

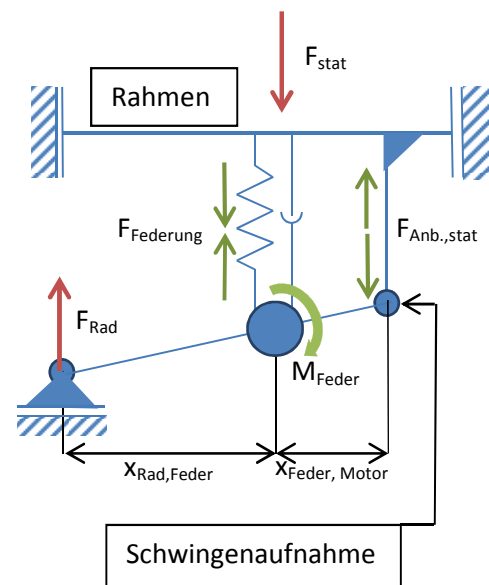


Abbildung 32 Getriebeschema

$$x_{Feder, Motor} \approx 170 \, mm; \quad x_{Rad, Feder} \approx 650 \, mm; \quad F_{Rad} = F_{stat} = 1275 \, N$$

$$\sum M_{Feder} = 0 = F_{Anb.,stat} \cdot x_{Feder, Motor} - F_{Rad} \cdot x_{Rad, Feder} \quad [5.2]$$

$$F_{Anb.,stat} = \frac{F_{Rad} \cdot x_{Rad, Feder}}{x_{Feder, Motor}}$$

$$F_{Anb.,stat} = \frac{1275 \cdot 0,65}{0,17} \left[\frac{N \cdot m}{m} \right]$$

$$F_{Anb.,stat} = 4875 \, N$$

Die gesamte Anbindungsbaugruppe wird im Stillstand des Fahrzeuges also maximal mit einer Zugkraft von rund 4900 N beaufschlagt. Da es allerdings insgesamt auf beiden Seiten drei Verbindungsstellen mit dem Rahmen gibt und diese weitestgehend gleich belastet werden, ergibt sich für eine einzelne Verbindung lediglich eine Kraft von ca. 815 N.

Beschleunigen:

In der folgenden Abbildung 33 wird der quantitativ vermutete Kraftfluss durch einen Beschleunigungsvorgang des Fahrzeuges eingezeichnet. Durch den Hinterradantrieb wird eine Druckkraft über den Schwingenbolzen in die Anbindungsbaugruppe geleitet und wirkt der trägen Masse des Prototyps entgegen. Dabei lassen sich drei Kraftstränge unterschiedlicher Richtung mit dementsprechend abnehmender Intensität erkennen, wobei der erste am stärksten, der zweite mäßig und der dritte kaum belastet wird.

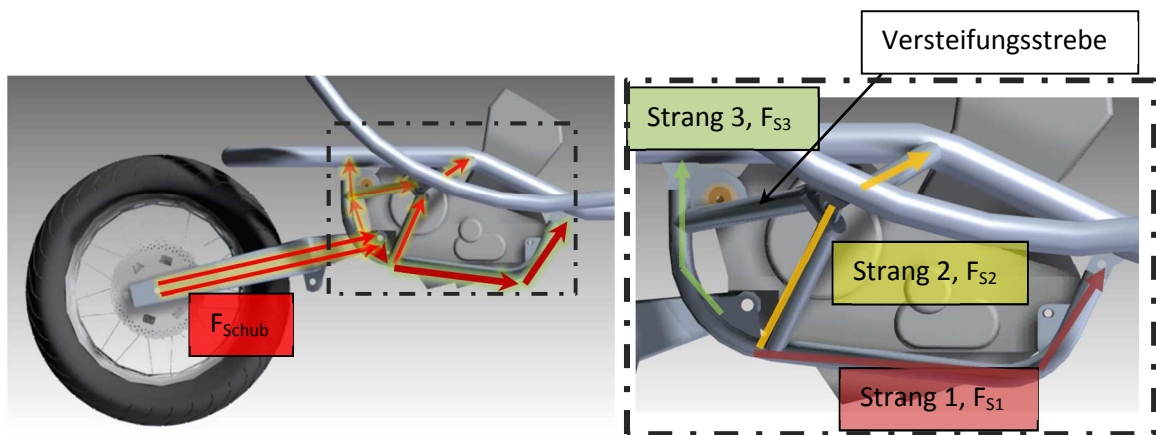


Abbildung 33 Kraftverläufe

Relativ gesehen wäre eine Bezifferung dieser Aussage wie folgt vorstellbar:

$$(F_{Schub} = 100\%) > (F_{S1} = 0,6 \cdot F_{Schub}) > (F_{S2} = 0,3 \cdot F_{Schub}) > (F_{S3} = 0,1 \cdot F_{Schub})$$

Hierbei ist die entgegengesetzt gerichtete Kraftwirkung von F_{S1} und F_{S3} zu beachten. Der Strang 2 wird aufgrund seiner zusätzlichen Ausrichtung (aus der Bildebene hinaus), worauf in kürze noch eingegangen wird, geringer beansprucht als Strang 1. Für die Bauteildimensionierung ist nur die maximal mögliche Belastung relevant, da hierbei keine plastischen Verformungen der Teile erwünscht sind.

Für die zahlenmäßige Eingrenzung von F_{S1} wird noch die höchstmögliche Beschleunigung des Prototyps benötigt. Bei dem Originalfahrzeug liegt die Dauer bei 4,9 s, um aus dem Stillstand eine Geschwindigkeit von 100 km/h zu erreichen. Bei dem voll be-

ladenem Prototyp werden zu diesem Wert noch überschlägig geschätzte 2 s addiert. Damit liegt die durchschnittliche Beschleunigung (\bar{a}) bei rund 4 m/s².

$$\bar{a} = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad [5.3]$$

$$\bar{a} = \frac{27}{6,9} \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$\bar{a} = 3,91 \frac{m}{s^2} \approx 4 \frac{m}{s^2}$$

Die Kräfteabschätzung auf die Anbindungsbaugruppe geschieht nun wie folgt:

$$F_{S1} = 0,6 F_{Schub} = 0,6 (m_{max} - m_{Antrieb}) \bar{a} \quad [5.4]$$

$$F_{S1} = 0,6 * 400 * 4 \left[\frac{kg \cdot m}{s^2} \right]$$

$$F_{S1} = 960 \, N$$

Weiterhin sollte beim Beschleunigen die dynamische Achslastverteilung berücksichtigt werden. Durch die träge Fahrzeugmasse wird der Gesamtschwerpunkt in gewissem Maß nach hinten verlagert, was zu einer höheren hinteren Achslast führt. Im Extremfall, also bei einem Abheben der Vorderräder, würde sogar das vollständige Gewicht auf die Antriebsbaugruppe wirken. Allerdings wird davon ausgegangen, dass bei einer Belastungssteigerung durch die um 22 % höhere Gesamtmasse des Prototyps im Vergleich zur Yamaha dieser Fall nicht eintritt. Als Schätzwert für die Lastverteilung von Hinter- zu Vorderachse wird überschlägig das Verhältnis 60:40 angenommen.

$$F_{dyn} = (0,6 * m_{max} - m_{Antrieb} - m_{VRäder}) g \quad [5.5]$$

$$F_{dyn} = 180 * 9,81 \left[\frac{kg \cdot m}{s^2} \right]$$

$$F_{dyn} = 1765,8 \, N \approx 1766 \, N$$

Daraus resultiert eine Steigerung des statischen Wertes F_{stat} auf 1766 N. Folglich erhöht sich auch die Kraft auf die Motoraufhängung, nach Einsetzen in die obige Gleichung auf $F_{Anb.,dyn} \approx 6753 \, N$.

$$F_F = \tan \alpha F_{Anb.,dyn} \quad \text{mit } \tan 45^\circ = 1 \text{ folgt für } F_{res}:$$

$$F_{res} = \sqrt{2} * F_G$$

$$F_{res} = 9550,2 \text{ N} \approx 9550 \text{ N}$$

Diese Belastung entsteht in guter Näherung, bei einer vollen Beschleunigung und maximaler Neigung des Fahrzeugs bei einer Kurvenfahrt.

Kurvenfahrten mit geringer Geschwindigkeit:

Bei Fahrten mit langsamen Geschwindigkeiten ist für das Testfahrzeug eine Kippsicherung, die die Neigefähigkeit unterbindet, vorgesehen. Damit soll gewährleistet werden, dass es bei einer unbedachten Gewichtsverlagerung oder auch beim Einsteigen der Fahrgäste nicht zu einem Umkippen kommt. Dabei sind aber, wie zuvor angenommen, die resultierende Kraft F_{res} und die Neigungsebene nicht mehr koinzident, sodass die Zentrifugalkräfte eine seitliche Belastung der Anbindungsbaugruppe verursachen. Diese sind voraussichtlich sehr klein und deshalb vernachlässigbar.

Gesamtlast:

Die Gesamtlast, die unter Umständen an der Anbindungskonstruktion maximal angreifen kann, setzt sich aus der zuvor für den Strang 1 ermittelten Schubkraft F_{S1} und der Resultierenden F_{res} bei einer beschleunigten Kurvenfahrt zusammen. Für die Berechnung der Gesamtkraft F_{Gesamt} wird vereinfachend angenommen, dass die Schwingen und damit die Schubkrafttrichtung durch das Einfedern waagerecht stehen.

$$F_{Gesamt} = \sqrt{F_{res}^2 + F_{S1}^2} \quad [5.7]$$

$$F_{Gesamt} = \sqrt{9550,2^2 + 960^2} [N]$$

$$F_{Gesamt} = 9598,3 \text{ N} \approx 9600 \text{ N}$$

Auf die sechs Aufhängpunkte der Anbindungsbaugruppe an den Fahrzeugrahmen wirken jeweils unterschiedliche Anteile dieser Gesamtlast, da dies stark von der Richtung der drei Stränge abhängig ist. F_{Gesamt} ist nahezu senkrecht nach unten (und ca. 6° in Fahrtrichtung geneigt), infolge dessen der Strang 3 am stärksten beansprucht wird. Hier ist wieder eine abschätzende Bezifferung dieser Aussage in relativer Form möglich:

$$(F_{Gesamt} = 100\%) > (F_{S3} = 0,6 \cdot F_{Gesamt}) > (F_{S2} = 0,3 \cdot F_{Gesamt}) > (F_{S1} = 0,1 \cdot F_{Gesamt})$$

Damit wirkt auf die Verbindungsstellen zwischen Anbindungsbaugruppe und Rahmen senkrecht über dem Schwingenbolzen eine maximale Kraft von rund 5760 N, die sich jeweils auf die rechte und die linke Seite zu ca. 2880 N verteilen.

Exogene Einflüsse:

Die vollständige Einbeziehung aller eventuell auftretenden äußeren Störgrößen ist sehr aufwendig, weshalb diese in dieser Arbeit nur grob mit einbezogen werden. Zusätzliche Kräfte, die in Fahrtrichtung bzw. vertikal aufgenommen werden müssen, werden in Form einer erhöhten Sicherheit bei der Bauteildimensionierung berücksichtigt. Wegen exogener Querkraften wurden seitliche Verstrebungen vorgenommen (vgl. Abb. 35). Diese Stützstreben beziehen den designgebenden Teil des Rahmens mit ein und sorgen damit für eine, hier nur qualitativ betrachtete Erhöhung der Steifigkeit. Für ein stabiles Fahrverhalten auch in höheren Geschwindigkeitsregionen ist es vorteilhaft, die Fahrwerkposition, welche maßgeblich von der Anbindungsbaugruppe beeinflusst wird, konstant zu halten. Bei einer Torsion der Konstruktion um die Fahrzeuglängsachse würde es zu einer parallelogrammartigen Verschiebung des Schwingenbolzens und der oberen Motoraufhängung kommen. Die daraus resultierenden Zug- und Druckkräfte werden von den Stützstreben in den Rahmen weitergeleitet und mindern damit diesen Verschiebungseffekt.

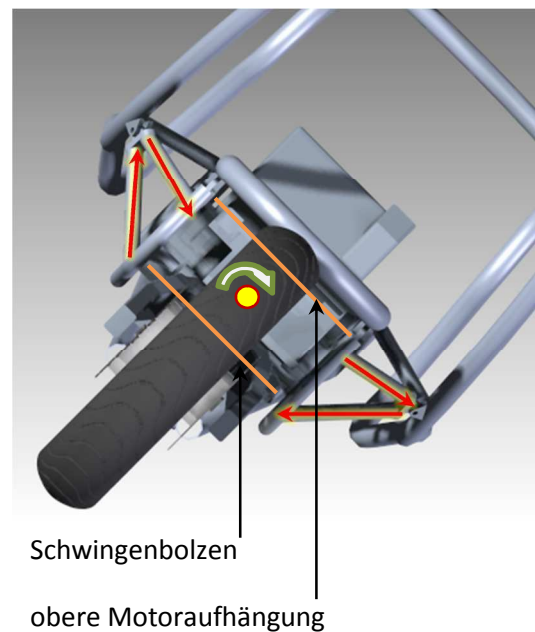


Abbildung 35 Querkraftverlauf

5.1.2 Rohrstärke

Für die Dimensionierung der Rohre werden sich die Abschätzung der Kräfte und deren Wirkungsrichtung aus den vorangegangenen Betrachtungen zunutze gemacht. Hierbei stellt das Rohrsegment zwischen Schwingenbolzen und der Aufhängung, welche sich senkrecht darüber befindet das kritische Element dar. Die Zugbelastung $F_{S3}/2$, die an dieses Segment angreift beträgt ca. 2880 N. Nun ist für eine sichere Verbindung die Querschnittsfläche, die hierbei zum Tragen kommt, relevant. Um eine plastische Verformung im Bauteil zu vermeiden, wird als Höchstspannung die $R_{p0,2}$ – Dehngrenze angenommen, bei der nach der Entlastung des Teils eine dauerhafte Formänderung von 0,2 % toleriert wird.

$$\sigma_{zug} = \frac{F_{zug}}{A} < \sigma_{zul} \quad \text{mit} \quad \sigma_{zul} = R_{p0,2}(X5CrNi18-10) = 190 \text{ N/mm}^2 \quad [5.8]$$

$$\sigma_{zul} = \frac{2880 \text{ N}}{A_{min}}$$

$$A_{min} = \frac{2880 \text{ Nmm}^2}{190 \text{ N}} = 15,2 \text{ mm}^2$$

Ein Rohr (nach EN ISO 1127) mit einem Außendurchmesser von 10,2 mm und einer Wandstärke von 1,6 mm erreicht mit seiner Querschnittsfläche von 43,2 mm² einen Sicherheitsfaktor von 2,8. Dennoch wird nicht auf dieses vergleichsweise filigrane Halbzeug zurückgegriffen, sondern sich für ein Ø 26,9 mm x 1,6 mm Rohr entschieden. Hierbei entsteht eine achtfache Sicherheit, die mit einer Gewichtszunahme der Konstruktion von ca. 0,8 kg im Vergleich zu dem dünneren Rohr verbunden ist. Zum einen muss in Hinblick auf eine versehentliche Beschädigung bei der Schweißbearbeitung oder der Montage dann weniger vorsichtig mit dem Material umgegangen werden und zum anderen wird somit ein genügend großer Puffer für exogene Störkräfte gelassen.

Für die Stützstreben, die der Steifigkeitserhöhung und der Aufnahme von Querkräften dienen, wurde der nächst kleineren Rohrtyp (Ø 21,3 mm x 1,6 mm) gewählt. Dies erleichtert das Fügen in der Schweißbaugruppe, da bei der Nahtvorbereitung die Rohrenden weniger stark bearbeitet werden müssen.

5.1.3 Biegeradius

Der minimale Biegeradius eines Rohres wird im Wesentlichen von seinem Außendurchmesser und dem Material bestimmt. So gilt für rost- und säurebeständige Stahlrohre mit einem Nenndurchmesser bis DN 25 (Außendurchmesser = 33,7 mm) und ohne zusätzlichen Wärmeeintrag ein Biegeradius von dem Dreifachen des Außendurchmessers [vgl. DIN 17455]. Dieser wird in der Konstruktion an keiner Stelle erreicht, sodass bei diesem Fertigungsschritt keine Herausforderungen zu erwarten sind.

5.1.4 Aufhängung am Fahrzeugrahmen

Für die Arretierung der Anbindungsbaugruppe am Fahrzeugrahmen sind zwei prinzipielle Lösungsvarianten naheliegend. Einerseits ließe sich die Anbindung in die bestehende Rahmen-Schweißbaugruppe integrieren oder man könnte mit Schraubenverbindungen eine formschlüssige Kopplung schaffen (vgl. Abb. 36). Für eine erleichterte Montage bietet es sich an die Anbindungsbaugruppe mit dem Rahmen zu verschrauben. Damit die Gesamtkonstruktion in qualitativer Hinsicht eine möglichst hohe Steifigkeit erreicht, wird die Verbindung an drei Punkten favorisiert. Zwei davon liegen am inneren Rahmenteil und übertragen Gewichts- und Schubkräfte, die ein Großteil der Belastung darstellt. Zur seitlichen Abstützung dienen die Verbindungselemente mit dem geschwungenen Rahmen. Im Detail werden an den Aufhängstellen drei Bleche, einerseits mit dem Rahmen und andererseits mit der Anbindungsbaugruppe verschweißt. Daraus resultiert eine symmetrische Belastung in den betroffenen Teilen, worauf hin bei einer ausreichenden Materialstärke und einem genügendem Lochabstand zur Bauteilkante keine Nachweise auf Lochleibung geführt werden.

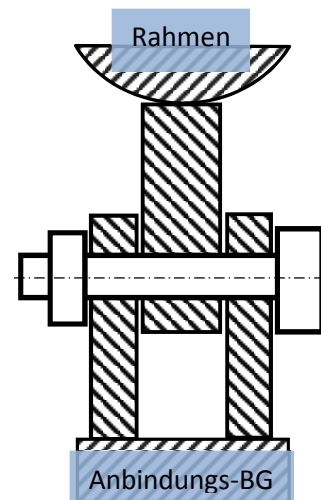


Abbildung 36 Rahmenaufhängung

5.2 Kinematik

Bei der Arretierung eines Körpers an einem starren Grundgerüst, also der Bindung aller sechs Freiheitsgrade dieses Körpers, sollte eine Überbestimmtheit der Auflager vermieden werden. Dies besagt das konstruktive Grundprinzip der Eindeutigkeit. Sonst wird es nicht möglich, eine Aussage über die Belastungen der Teile zu treffen, da unklar ist, welcher Auflagepunkt tatsächlich als solcher fungiert. Als Negativbeispiel sei eine Welle-Nabe-Verbindung sowohl mit Passfeder, als auch mit Übermaßpassung aufzuführen. Für eine Bauteildimensionierung ist es ungewiss, ob die kraft-, oder formschlüssige Variante vorliegt, sodass keine bestätigten Berechnungen angestellt werden können [vgl. Naefe, 2009, S. 102].

Im Falle des Prototyps besitzt der Motor drei Durchgangsbohrungen, die der Befestigung dienen sollen. Wie die Abb. 37 demonstriert, werden theoretisch nur zwei dieser Punkte für eine eindeutige Kraftverteilung benötigt. Da der Schwingenbolzen anteilmäßig am stärksten beansprucht wird, erscheint es logisch, an dieser Stelle von der Aufnahmebaugruppe die größten Kräfte zu absorbieren, damit diese nicht unnötig weit durch umgebende Komponenten geleitet werden müssen. Darum wird sich hier für

eine Verschraubung mit der Anbindungsbaugruppe entschieden. Auf dieser Art der Lagerung des Schwingenbolzens verringert sich die Zahl der rotatorischen Freiheitsgrade (x- und z-Achse) um zwei und die, der translatorischen (x-, y-, z-Achse) um drei. Die letzte verbleibende Bewegungsmöglichkeit, die Rotation um die y-Achse unterbindet die Lagerung der vorderen Motoraufhängung in einer Nut, z.B. einem Langloch. Eine zusätzliche Verschraubung der vorderen Achse würde schon zu einer Überdefinition der Lage des Motors führen. Diese Überlegung begründet den Verzicht auf die Arretierung in Langlöchern aller drei Motorbolzen, obwohl diese im vorangehenden Variantenvergleich am besten abgeschnitten haben.

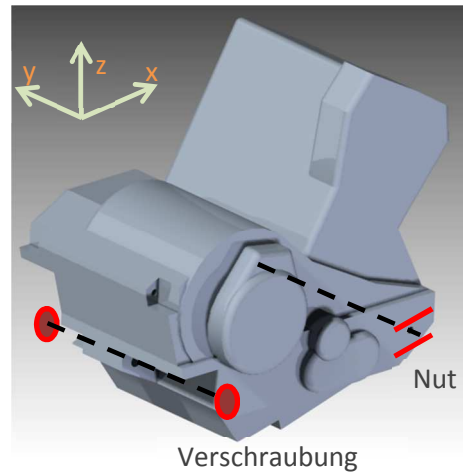


Abbildung 37 Freiheitsgradbindung

Wie zuvor bei den exogenen Einflüssen anklang, solle es ein Ziel dieser Arbeit sein, eine möglichst steife Konstruktion zu schaffen, um ein stabiles Fahrverhalten zu sichern. Für eine verwindungssteife Anbindung bietet es sich an, die obere Motoraufhängung auch zu verschrauben, damit Querkräfte keine elastischen Formänderungen verursachen. Dabei ist jedoch darauf zu achten, dass bei der Montage keine Verspannungen der Teile durch zu festes Anziehen der Schrauben bzw. Muttern geschieht, da sonst weniger Aufnahmekapazität für Kräfte während des Einsatzes des Prototyps vorhanden ist.

Bei dem Messverfahren zur Positionsbestimmung der drei Anbindungspunkte des Motors kommt es, wie im entsprechenden Kapitel beschrieben, zu einer Messunsicherheit von $P \pm 1 \text{ mm}$. Die Befestigung der Schwinge ist davon nicht betroffen, da sie als fest definiert wird. Der vordere Bolzen hat durch das Langloch in x-Richtung Verstellmöglichkeiten und in y-Richtung ist der Motor noch kippbar, sodass dort diese Toleranzen ausgeglichen werden können. Anschließend ist der Motor fest arretiert. Das Lager des oberen Bolzens benötigt somit zwei translatorische Freiheitsgrade. Für die Bewältigung dieser Anforderung wurde sich für den Einbau von exzentrischen Lagern entschieden. Diese lassen eine stufenlose Verstellbarkeit der Achslage zu und können Querkräfte aufnehmen.

5.3 Exzentrische Lagerung

In diesem Abschnitt werden die wesentlichen Details dieser Teilkonstruktion beschrieben. Da eine Recherche nach Herstellern derartiger Lager keine Erfolge zeigt, wird sich für die Fertigung der Teile entschieden.

Wie in Abb. 38 zu erkennen, bestehen sie aus einem Gehäuse mit einer zentrisch abgesetzten Bohrung, in welche die äußere und die innere Exzentrerscheibe gesteckt werden. Beide Scheiben sind mit einer Exzentrizität von 2 mm versehen, woraus letztendlich ein Positionsausgleich einer Achse von 4 mm realisierbar ist. Prinzipiell bietet es sich als Werkstoff der beiden Scheiben an, eine Kupfer-Zinn-Legierung oder ein Sintermaterial zu wählen,

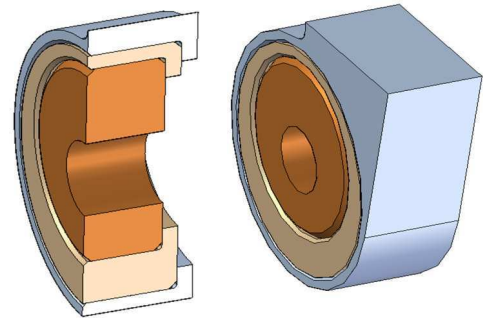


Abbildung 38 Exzentrische Lagerung

da die Gleitreibungswerte somit minimiert werden können. Allerdings erkennt man bei einem relativen Kostenvergleich der Materialien in Bezug auf den Baustahl S 235 JR, dass Bronze ca. 17-mal kostenintensiver ist [vgl. Naefe, 2009, S.133]. Zudem wird während des Betriebs des Fahrzeugs die Verstellbarkeit nicht benötigt; deshalb wird sich an dieser Stelle für einen korrosionsbeständigen Stahl entschieden, der nur ca. 4,5-mal teurer ist als S 235 JR [vgl. Naefe, 2009, S.133].

Es wird ebenfalls aus Kostengründen versucht die Anzahl der Teile und deren Komplexitätsgrad gering zu halten. In der Abb. 39 wird das Befestigungsprinzip der oberen Motorachse erläutert und es lässt sich erkennen, dass sich eine zusätzliche Fixierung der beiden Scheiben, z.B. durch zwei Deckel, um ein Herausrutschen zu vermeiden, erübrigt. Denn durch die spiegelsymmetrische Anordnung werden die Querkräfte immer von einem der beiden Lagerschalen aufgenommen und das andere durch eine Verschraubung mit einem Gewindebolzen in Position gehalten.

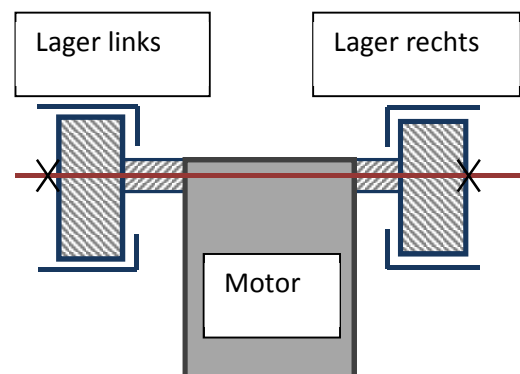


Abbildung 39 Lagerfixierung

5.4 Bauteilverbindungen

Zur Verbindung von zwei oder mehr Teilen gibt es eine große Vielzahl von Möglichkeiten, die alle mindestens einem der drei Prinzipien folgen: Stoff-, Form- oder Kraft-

schluss. Im Folgenden werden nur die beiden, für das Projekt wesentlichen Verfahren, bezogen auf die Aufhängungsbaugruppe, dargelegt.

5.4.1 Schraubenauswahl

Schrauben (ausgenommen Passschrauben) gewährleisten eine lösbare Verbindung von Bauteilen mittels Kraftschluss. Dabei sorgt ein Anziehmoment für eine ausreichend große Presskraft zwischen den Bauteilen, die ein Verschieben unterbindet.

Für die Auswahl geeigneter Schrauben sind bei Kenntnis über den Lastfall zwei Faktoren maßgeblich beteiligt, der Nenndurchmesser und die Festigkeitsklasse. Bei einem angestrebten Sicherheitsfaktor von mindestens 2 und einer abgeschätzten maximalen Querkraft von 2,9 kN, die auf die Schraube des 3. Stranges wirkt, wird durch Richtwerte folgendes empfohlen: ISO 4014-M12 10.9 [vgl. Muhs u.a., 2005, TB 8-13]. Dies entspricht einer höherfesten, im Maschinenbau zum Einsatz kommenden Außensechskantschraube mit einer Zugfestigkeit R_m von 1000 N/mm² und einer Streckgrenze R_e von 900 N/mm². Eine Auswahl nach diesen Richtwerten wird zu einer Überdimensionierung der Verbindung führen, da spezielle Einbauverhältnisse, Anziehmomente etc. bereits überschlägig enthalten sind.

5.4.2 Schweißnähte

Alle Komponenten, die innerhalb der Anbindungsbaugruppe miteinander verschweißt werden, bestehen aus dem gleichen Material wie der Fahrzeugrahmen (X5CrNi18-10) und eignen sich daher ebenso gut für eine Schweißbearbeitung. Als Fügeverfahren bieten sich sowohl das Lichtbogenhandschweißen mit umhüllter Stabelektrode sowie das Inertgasschweißen, z.B. mit Wolfram-Inertgas (WIG) an [vgl. URL 7]. Ab einem Kohlenstoffgehalt von 0,3 % und bei fehlenden Karbid-Bildnern, wie z.B. Vanadium und Molybdän, sorgen bei einer Temperatur zwischen 500° C und 900° C Diffusionsprozesse dafür, dass Chromkarbide ($Cr_{23}C_6$) an den Korngrenzen ausgeschieden werden. Damit stehen diese reaktionsfreudigen Chromatome nicht mehr für eine schützende Passivierungsschicht zur Verfügung, weshalb der Korrosionsschutz nicht gewährleistet werden kann. Bei Anwesenheit eines aggressiven Mediums, z.B. Lauge, kommt es zur interkristallinen Korrosion, was dazu führt, dass die betroffenen Stellen des Materials zerfallen. Mögliche Gegenmaßnahmen können einerseits ein sich an das Schweißen anschließendes „Lösungsglühen“ mit darauf folgendem schnellem Abkühlen sein. Bei austenitischen Stählen entspricht dies einem erneuten Erwärmen auf ca. 900° C mit anschließendem Eintauchen im Wasserbad. Andererseits empfiehlt es sich, die für den diffusionsgesteuerten Karbidausscheidungs-Prozess nötige Zeit zu minimieren; also

nur kurze Schweißnähte zu setzen und diese nach Fertigstellung sofort mit Wasser abzuschrecken.

Konstruktiv werden bei der Verbindung der seitlichen Stützstreben mit dem gebogenen Rohr Flachkehlnähte verwendet, da diese keiner aufwendigen Schweißnahtvorbereitung, wie z.B. anfasen bedürfen. Die Aufhängstücke, mit denen die Gesamtkonstruktion am Rahmen des Prototyps verschraubt wird, werden nicht direkt auf die Rohrenden gesetzt, sondern auf ein dazwischen positioniertes stabilisierendes Blech. Damit wird eine größere Kontaktfläche zwischen den Teilen hergestellt, was zu einer gleichmäßigeren Schweißnahtbelastung führt. Sowohl die Verbindung zwischen diesem Blech und der Aufhängstücke, also auch mit den Rohrenden wird mit einer I-Naht realisiert. Besonders bei Bauteilen geringer Wandstärke bietet sich diese vergleichsweise simple Nahtform an. Die exzentrischen Lager, die mit einem Langloch versehenen Bleche und die Aufnahme des Schwingenbolzens werden mit beidseitigen Flachkehlnaht am Trägerrohr verschweißt. Es ist davon auszugehen, dass die stoffschlüssigen Verbindungen aufgrund ihrer Dimensionierung keine gesonderten rechnerischen Nachweise und zerstörungsfreien Prüfverfahren bedürfen. Dabei wird ein ungünstiger Beiwert zu Bewertung der Nahtgüte in Kauf genommen.

6 Zusammenfassung

Im Verlauf dieser Bachelorarbeit wurde das CAD-Modell eines dreirädrigen, neigefähigen Fahrzeuges um den Antriebsstrang für den Prototyp erweitert. Damit rückt die Realisierung des urbanen Mobilitätskonzeptes einen Schritt näher.

Im Detail bedeutet das, dass der Motor, die Schwinge und das Hinterrad einer Yamaha XTZ 750 Super Ténéré vermessen wurden. Dabei wurde für den Motor, aufgrund seiner komplexen Geometrie eine Messvorrichtung gebaut und deren Messunsicherheit bestimmt. Die Messdaten dienten dazu CAD-Modelle dieser Komponenten zu erzeugen, um damit das bislang virtuelle Testfahrzeug weiter zu vervollständigen. Anschließend wurde, gemäß der Aufgabenstellung, nach Varianten gesucht, wie der Motor, respektive der komplette Antriebsstrang am Rahmen des Prototyps zu fixieren ist. Nach der Bewertung der Möglichkeiten und deren Bündelung zu einer Vorzugsvariante wurde die entstandene Anbindungsbaugruppe als 3D-Modell konstruiert und fertigungsgerechte technische Zeichnungen erstellt. In der folgenden Abbildung lässt sich die Ausgangssituation des Fahrzeugs im Vergleich zum aktuellen Stand erkennen.

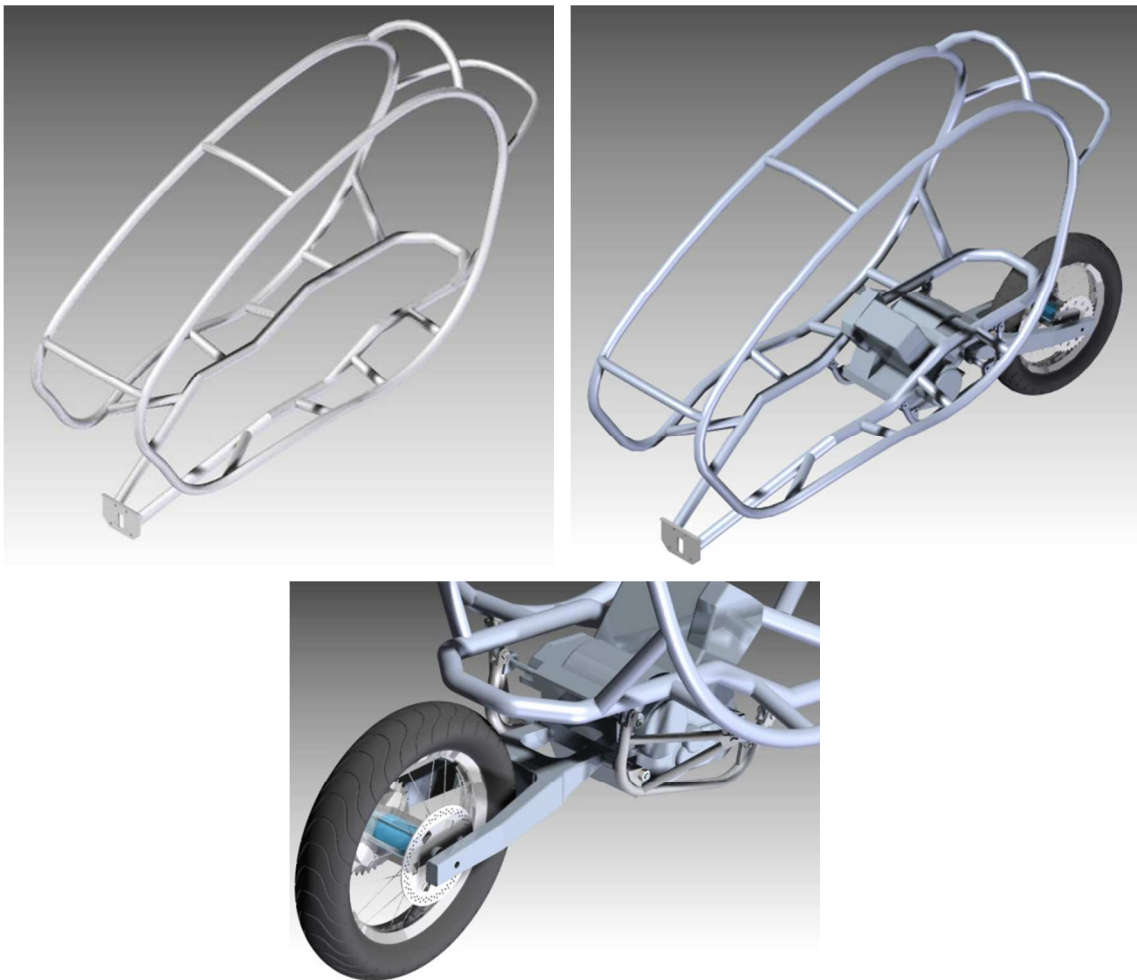


Abbildung 40 konstruktives Resultat

7 Ausblick

Die Aufgabenstellung für diese Bachelorarbeit hat die wesentlichen Punkte der Anbin-
dungsproblematik berücksichtigt. Darum sollten im Verlauf weiterführender Arbeiten
am Fahrzeug die im Folgenden beschriebenen peripheren Themengebiete nicht außer
Acht gelassen werden.

Schwingungsisolation:

Bei dem Originalfahrzeug wird der Motor fest mit dem Rahmen verschraubt, weshalb
theoretisch Schwingungen ungehindert übertragen werden können. Es ist nun nach
Fertigstellung des Prototyps empirisch zu ermitteln, ob Resonanzgebiete bei normalem
Gebrauch erreicht werden. Diese wirken sich nämlich nicht nur negativ auf den Fahr-
komfort aus, der bei dem Testfahrzeug kaum von Relevanz ist, sondern erhöhen auch
die Belastung auf die Bauteile. Es kann zum jetzigen Zeitpunkt keine Prognose für die
Gewährleistung der Sicherheit der betroffenen Komponenten abgegeben werden. Für
die Minimierung hochfrequenter Störeinflüsse empfiehlt es sich, elastisch verformbare
Komponenten für die Aufhängung des Motors an der Rahmenanbindung vorzusehen
[vgl. Stoffregen, 2010, S. 282].

Abgasanlage:

Es wird nicht gelingen, den vorhandenen Auspuff, wie bei der Yamaha verlaufen zu
lassen, da die Aufhängung des Motors einen deutlich höheren Bauraumanspruch auf-
weist. Darum wird an dieser Stelle vorgeschlagen, das bestehende Rohr an geeigneter
Stelle zu trennen und ein Verlängerungsstück einzusetzen. Damit könnte der Auspuff
seitlich entlang der Anbindungsbaugruppe geführt und mittels adäquater Haltebleche
auch an dieser befestigt werden.

Festigkeitsnachweise:

Generell ist es angedacht, das dreirädrige Fahrzeug mit einem Elektromotor zu betrei-
ben. Dabei wird sich auch der Antriebsstrang grundlegend ändern; beispielsweise wer-
den voraussichtlich eine Einarmschwinge und ein Zahnriemen zum Einsatz kommen,
anstelle der Doppelschwinge und der Kette. Sollte es sich jedoch beim Detaillieren
dieses Antriebskonzeptes herausstellen, dass das Fahrzeug dadurch stark an Wirt-
schaftlichkeit einbüßt, ist es auch vorstellbar auf konventionelle Methoden zurückzu-
greifen. Dabei könnte diese Arbeit, vor allem in der Entwurfsphase dienlich sein. Für
eine geplante Kleinserie wären jedoch noch detaillierte Festigkeitsnachweise der hier
erbrachten Konstruktion sowie die Anpassung an aktuellere Motoren erforderlich. Fer-

ner müssten rechtliche Grundlagen für den Erhalt einer Straßenzulassung recherchiert und umgesetzt werden.

Rahmenanpassung:

Der Achsabstand des Fahrzeuges wurde durch eine vorhergehende Arbeit auf 2380 mm festgelegt, da auf dieser Annahme wesentliche Berechnungen für die Vorderachse und das damit verbundene Neigesystem beruhen. Das bestehende CAD-Modell des Rahmens sollte im hinteren Teil angepasst werden, da es bei einem Einfedern des Hinterrades zu einer Kollision mit dem Rahmen kommen wird. Hier ist es denkbar, das Rohr mit einem zusätzlichen Biegeradius zu versehen, damit genügend Freiraum entsteht. Abbildung 41 verdeutlicht diesen Sachverhalt.

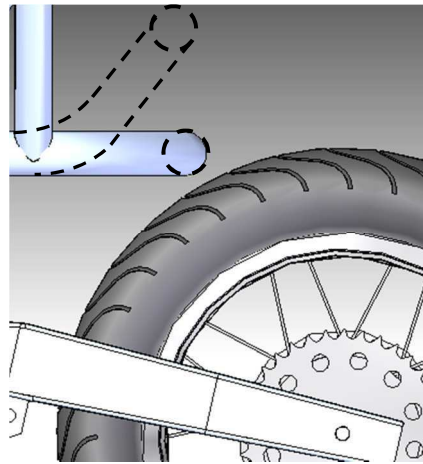


Abbildung 41 Hinterradkollision

Thermisch induzierte Spannungen:

Zum momentanen Zeitpunkt ist nicht ausreichend geklärt, wie die Karosserie im Bereich der Anbindungsbaugruppe verläuft. Es ist davon auszugehen, dass das Motorgehäuse 100°C nicht überschreitet und da bei diesen verhältnismäßig niedrigen Temperaturen und dem geringen Materialkontakt die Wärmekonvektion dominierend ist, lässt sich keine Abschätzung zur Materialdehnung geben. Damit wären dann auch im geringen Maße thermische Spannungen möglich, die aufgrund des marginalen Passungsspiels in den Rahmenaufhängungen vom Material aufgenommen werden.

Literaturverzeichnis

Selbstständige Schriften

Paul Naefe: „Einführung in das Methodische Konstruieren“; 2009; 1. Auflage; Verlag: Vieweg+Teubner

Jürgen Stoffregen: „Motorradtechnik“; 2010; 7. Auflage; Verlag: Vieweg+Teubner

Dieter Muhs, Herbert Wittel, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek : „Roloff/Matek Maschinenelemente“; 2005; 17. Auflage; Verlag: Vieweg

Internetquellen

URL 1: „Beitrag der Elektromobilität zu langfristigen Klimaschutzzielen und Implikationen für die Automobilindustrie“; Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit; http://www.bmu.de/files/pdfs/allgemein/application/pdf/elektromobilitaet_klimaschutz.pdf; verfügbar am 16.07.2012

URL 2: „Der Fahrzeugbestand im Überblick am 1. Januar 2012 gegenüber 1. Januar 2011“; Kraftfahrbundesamt; http://www.kba.de/cln_031/nn_125398/DE/Statistik/Fahrzeuge/Bestand/2011__b__ueberblick__pdf,templateId=raw,property=publicationFile.pdf/2011_b_ueberblick_pdf.pdf; verfügbar am: 16.07.2012

URL 3: „Fahrzeugbestand 2011: Zuwächse allenthalben“; Hanno S. Ritter; <http://www.autokiste.de/psg/1101/9252.htm>; verfügbar am: 16.07.2012

URL 4: „Die Enthemmung menschlichen Handelns durch die Naturwissenschaft“; Franz Alt; <http://www.guenzl.net/enthemmung/alt.htm> verfügbar am: 16.07.2012;

URL 5: „Project Better Place“; Matthias Wiedemann; <http://www.startblue.de/magazin/2007/10/>; verfügbar am: 16.07.2012;

URL 6: „Vollautomatische Vermessung komplexer Bauteile - kolibri 1500“; Dr. Gunther Notni; <http://www.vision.fraunhofer.de/de/projekte/305.html>; verfügbar am: 16.07.2012;

URL 7: „Merkblatt 823 Schweißen von Edelstahl Rostfrei“; Informationsstelle Edelstahl Rostfrei; http://www.edelstahl-rostfrei.de/downloads/iser/MB_823.pdf; verfügbar am: 04.08.2012

Sonstige Quellen

Thomas Jung: „Reperaturanleitung Yamaha XTZ 750 Super Tenere“; 1989; Verlag: Bucheli

Weiterführende Literatur

Braess/Seiffert (Hrsg.): „Handbuch Kraftfahrzeugtechnik“; 2005; 4. Auflage; Verlag: Vieweg

Grote/Feldhusen: „Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau“; 2007; 22. Auflage; Verlag: Springer

Anlagen

An diese Arbeit gliedern folgende Anlagen:

- zwei Wiederholmessreihen mit Ausreißertest für die Motorvermessung
- eine Anforderungsliste der konstruktiven Aufgabe
- Technische Zeichnungen mit einer Stückliste

Eigenständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe. Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Ort, Datum

Dan Hüller

Messreihe-Motor

Punkt Nr.:	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	62	204	84
	61	203	83
	61	203	83
	63	205	84
	62	204	82
	62	202	82
	63	199	83
	61	203	84
	62	203	84
	63	201	83
\bar{x}_1	62	202,7	83,2
s	0,775	1,616	0,748
2	73	68	168
	75	69	168
	72	69	168
	74	68	170
	74	69	169
	74	68	169
	73	67	165
	75	69	163
	75	67	167
	74	68	168
\bar{x}_2	73,9	68,2	167,5
s	0,943	0,748	1,962
3	148	71	275
	150	69	279
	150	71	279
	149	70	276
	148	70	277
	150	69	275
	149	71	278
	150	69	277
	148	70	278
	150	68	276
\bar{x}_3	149,2	69,8	277
s	0,872	0,980	1,414

Punkt Nr.:	x [mm]	y [mm]	z [mm]
4	289	68	111
	287	64	111
	289	66	113
	287	67	112
	288	67	111
	288	68	113
	287	65	113
	289	65	112
	289	68	111
	289	66	111
\bar{x}_4	288,2	66,4	111,8
s	0,872	1,356	0,872
5	364	121	447
	363	114	444
	363	115	443
	364	120	449
	365	119	447
	363	105	446
	364	115	443
	363	116	445
	363	118	445
	364	119	443
\bar{x}_5	363,6	116,2	445,2
s	0,663	2,362	1,939
6	477	101	144
	474	102	147
	477	101	147
	475	100	144
	475	102	145
	476	101	145
	477	101	146
	477	101	147
	476	102	147
	475	100	145
\bar{x}_6	475,9	101,1	145,7
s	1,044	0,7	1,187

Ausreißertest nach DIXON (DIN 2257)

für den Kleinstwert $z_{B(1)}$: $\frac{x_2 - x_1}{x_{n-1} - x_1} < 0,477$ (bei $n=10$)

für den GrößtWert $z_{B(n)}$: $\frac{x_n - x_{n-1}}{x_n - x_2} < 0,477$ (bei $n=10$)

Falls ein Größt- bzw. Kleinstwert 0,477 überschreitet, handelt es sich um einen Ausreißer, der aus der Liste gestrichen wird. Anschließend wird erneut auf Ausreißer getestet.

Punkt Nr.:	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	61	199	82
	61	201	82
	61	202	83
	62	203	83
	62	203	83
	62	203	83
	62	203	84
	63	204	84
	63	204	84
	63	205	84
z_b(10)	0	0,25	0
z_b(1)	0	0,4	0

2	72	67	163
	73	67	165
	73	68	167
	74	68	168
	74	68	168
	74	68	168
	74	69	168
	75	69	169
	75	69	169
	75	69	170
z_b(10)	0	0	0,2
z_b(1)	0,333	0	0,333

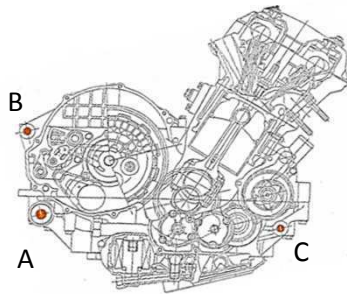
3	148	68	275
	148	69	275
	148	69	276
	149	69	276
	149	70	277
	150	70	277
	150	70	278
	150	71	278
	150	71	279
	150	71	279
z_b(10)	0	0	0
z_b(1)	0	0,333	0

Punkt Nr.:	x [mm]	y [mm]	z [mm]
4	287	64	111
	287	65	111
	287	65	111
	288	66	111
	288	66	111
	289	67	112
	289	67	112
	289	68	113
	289	68	113
	289	68	113
z_b(10)	0	0	0
z_b(1)	0	0,25	0

5	363	105	443
	363	114	443
	363	115	443
	363	115	444
	363	116	445
	364	118	445
	364	119	446
	364	119	447
	364	120	447
	365	121	449
z_b(10)	0,5	0,143	0,333
z_b(1)	0	0,6	0
z_b(1)		0,143	

6	474	100	144
	475	100	144
	475	101	145
	475	101	145
	476	101	145
	476	101	146
	477	101	147
	477	102	147
	477	102	147
	477	102	147
z_b(10)	0	0	0
z_b(1)	0,333	0	0

Lagebestimmung der drei Aufhängpunkte



	Strecke [mm]		
	AB	AC	BC
	133	372	429
	133	373	429
	134	373	428
	133	373	428
	134	372	429
	134	372	429
	134	372	428
	134	373	429
	134	372	428
	133	373	428
\bar{x}	133,6	372,5	428,5
s	0,489898	0,5	0,5

Ein Ausreißertest entfällt, da alle Messwerte genügend nahe bei einander liegen.



Anforderungsliste

F = Forderung

W = Wunsch

Auftrags-
Nr.:

Projekt: Motoranbindung

Bearbeiter: Hüller

Datum: 06.06.2012

Merkmale	Anforderungen	F / W
Funktion - Gesamtfunktion - Teilfunktion - Hauptfunktion - Nebenfunktion	- Halten des Motors am Hauptrahmen - Verstellbarkeit in vertikaler, sowie in Fahrtrichtung	F F
Geometrie - Abmessungen - Raumbedarf - Anzahl - Anordnung - Anschluß - Ausbau - Erweiterung	- Angemessener Platzbedarf -> keine weiteren Einschränkungen - Keine Einschränkung bzgl. Anzahl, Anordnung, Anschluss	W
Kinematik - Bewegungsart - Bewegungsrichtung - Geschwindigkeit - Beschleunigung	- Im Montage- bzw. Wartungszustand variabel, sonst starr	F
Kräfte - Kraft - Gewicht - Kraftwirkung - Steifigkeit - Federkraft - Stabilität - Resonanzen	- Hauptkrafteinleitung über Schwingenbolzen - Eigenmasse berücksichtigen - Schwingungsthematik anreißen - Höhere Steifigkeit - Hohe Stabilität	F F W F F
Energie - Leistung - Wirkungsgrad - Verluste - Zustandsgrößen - thermische Energie - Anschlußenergie - Speicherung - Arbeitsaufnahme - Energieumformung	- Nicht zutreffend	



Anforderungsliste

F = Forderung

W = Wunsch

Auftrags-
Nr.:

Projekt: Motoranbindung

Bearbeiter: Hüller

Datum: 06.06.2012

Merkmale	Anforderungen	F / W
Stoff - Physikal. Eigenschaften - Chemische Eigenschaften - Biologische Eigenschaften - Hilfsstoffe - Werkstoffarten - Materialfluß - Transport	- Korrosionsbeständigkeit gegenüber alltäglichen Umwelteinflüssen (Regen, Lauge,...) - Keine prinzipiellen Werkstoff-Einschränkungen	F
Signal - Signalart - Anzeigeart - Betriebsgeräte - Überwachungsgeräte - Sicherheitsgeräte - Signalform	- Nicht zutreffend	
Recycling - Verwendung - Verwaltung - Entsorgung	- Umweltverträglichkeit	W
Kosten - Herstellkosten - Werkzeugkosten - Betriebskosten - Investitionskosten	- Keine Einschränkungen	
Termin - Endtermin - Zwischentermin - Lieferzeit	- Nicht geplant	
Kontrolle - Meßmöglichkeiten - Prüfmöglichkeiten - Prüfplanung - Vorschriften	- Einfache Kontrolle der Maßhaltigkeit	W
Montage - Montierbarkeit - Zusammenbau - Einbau - Aufstellung	- Montage ohne bedeutenden Material- und Vorrichtungsbedarf	W
Transport		



Anforderungsliste

F = Forderung

W = Wunsch

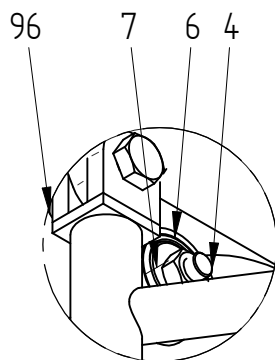
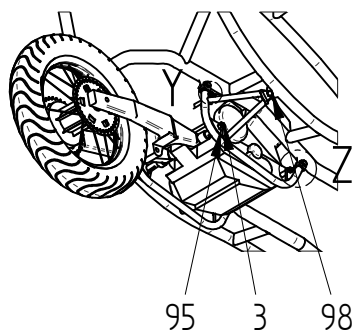
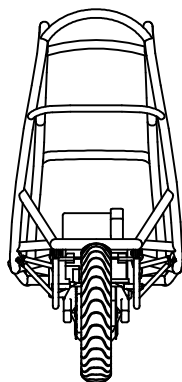
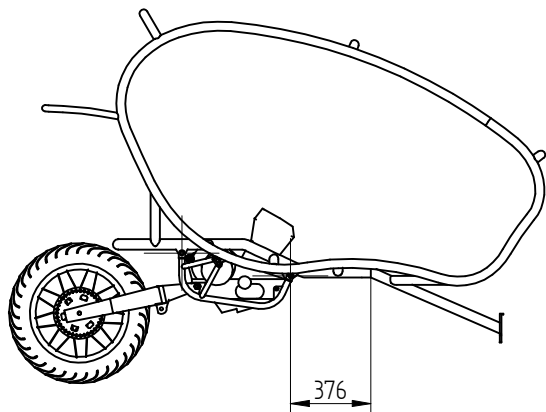
Auftrags-
Nr.:

Projekt: Motoranbindung

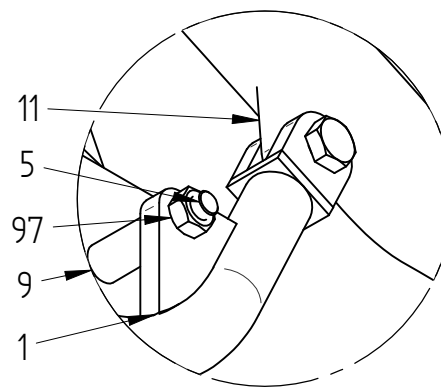
Bearbeiter: Hüller

Datum: 06.06.2012

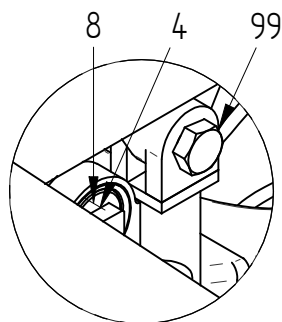
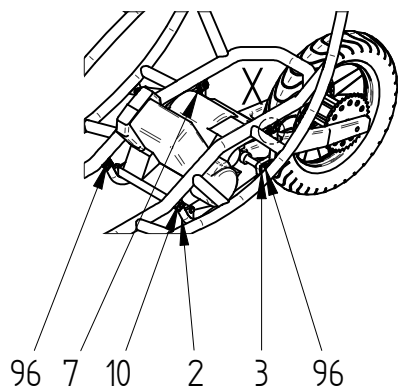
Merkmale	Anforderungen	F / W
<ul style="list-style-type: none">- Gewichtsbegrenzung- Transportmittel- Transportwege- Versand		
Gebrauch <ul style="list-style-type: none">- Anwendung- Absatzgebiet- Einsatzort- Geräusche- Verschleiß	<ul style="list-style-type: none">- Nur minimaler Verschleiß zulässig	F
Instandhaltung <ul style="list-style-type: none">- Wartung- Inspektion- Austausch- Instandsetzung- Oberflächen	<ul style="list-style-type: none">- Wartungsarmut oder -freiheit	F
Recycling <ul style="list-style-type: none">- Verwendung- Verwaltung- Entsorgung	<ul style="list-style-type: none">- Keine Einschränkungen	
Kosten <ul style="list-style-type: none">- Herstellkosten- Werkzeugkosten- Betriebskosten- Investitionskosten	<ul style="list-style-type: none">- Es gilt Minimalprinzip	W



EINZELHEIT Y
1:2



EINZELHEIT Z
1:2

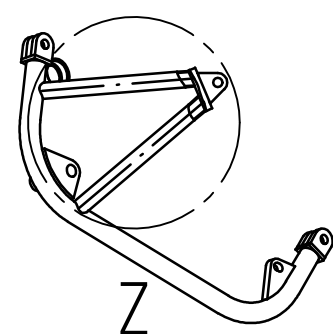
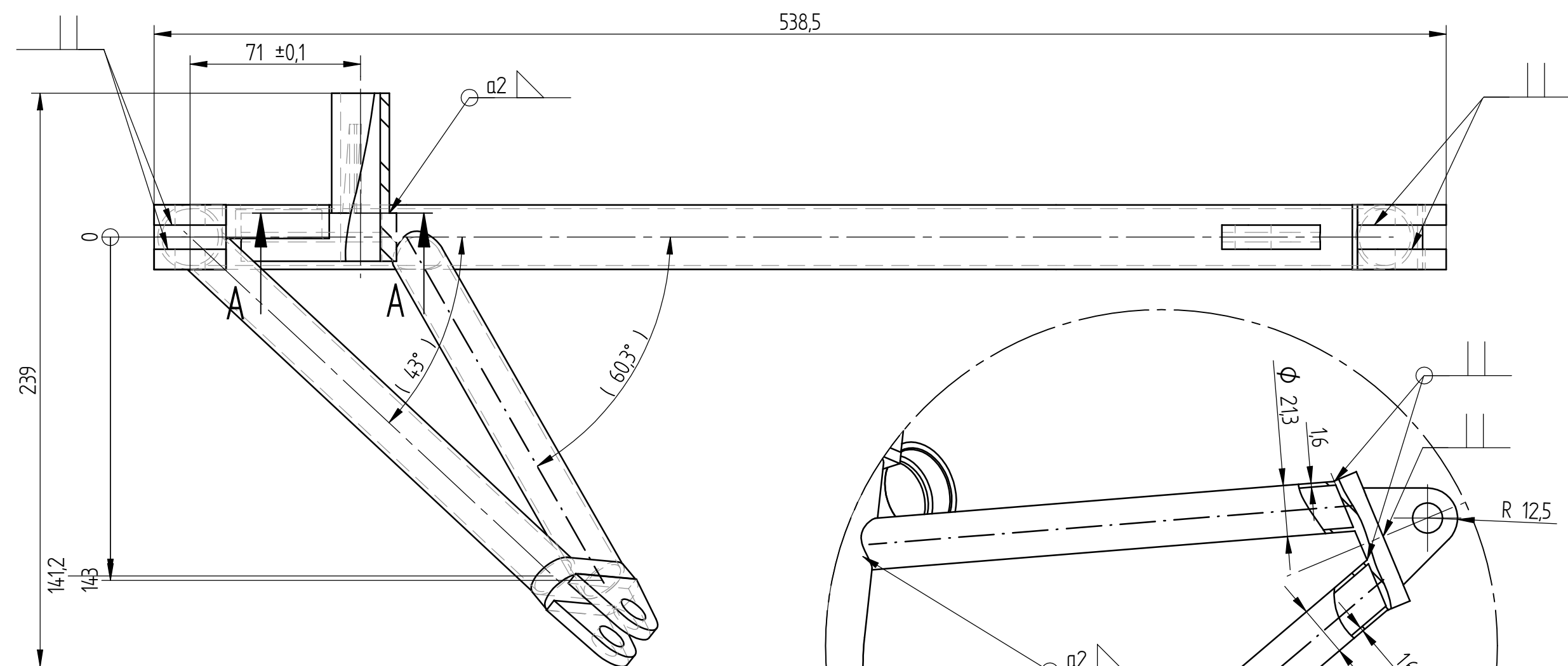
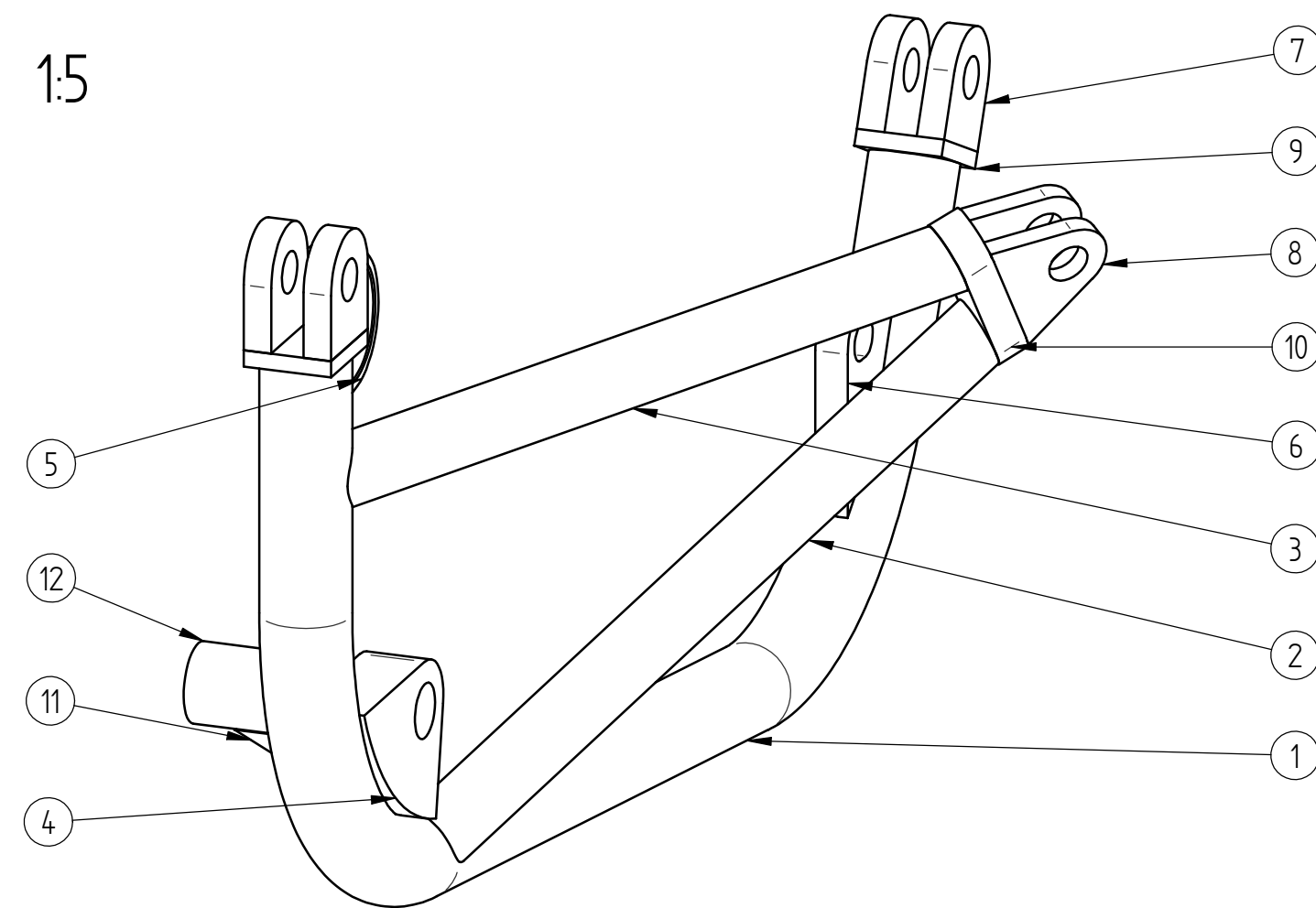
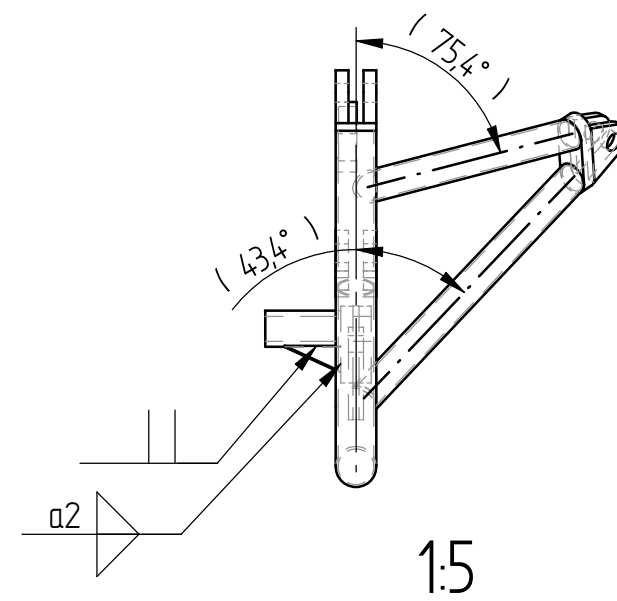
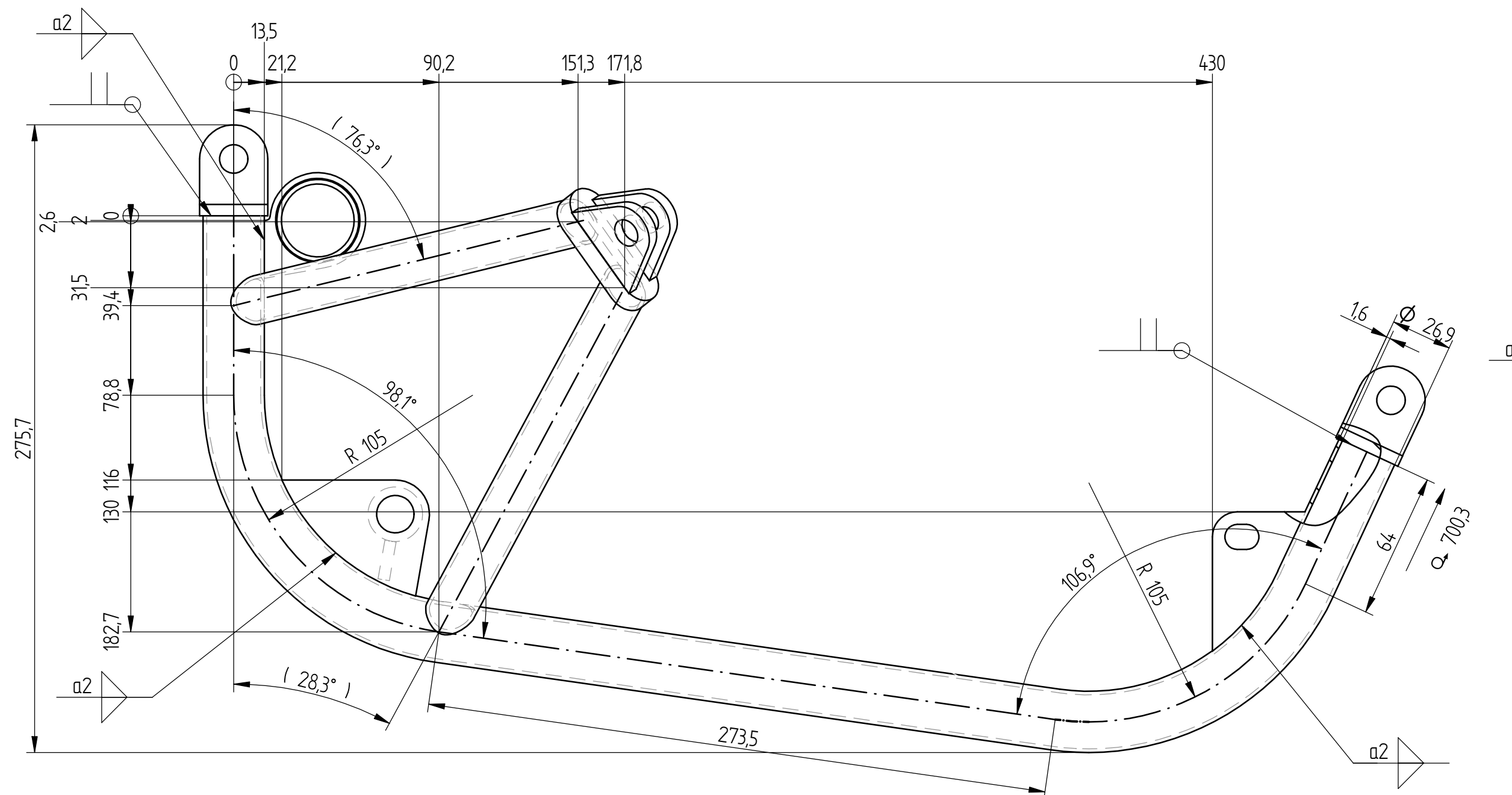


EINZELHEIT X
1:2

Pos.Nr.	Bezeichnung	Material	Menge
1	SBG_rechts		1
2	SBG_links		1
3	Motorbolzen_Schwinge	X5CrNi18-10	1
4	Motorbolzen_oben	X5CrNi18-10	1
5	Motorbolzen_vorn	X5CrNi18-10	1
6	Exzenterlager_außen	X5CrNi18-10	2
7	Exzenterlager innen_rechts	X5CrNi18-10	1
8	Exzenterlager innen_links	X5CrNi18-10	1
9	Buchse	X5CrNi18-10	1
10	Buchse	X5CrNi18-10	1
11	Aufhängblech	X5CrNi18-10	6
95	6kt.-Mutter: ISO 4032-M16		1
96	6kt.-Mutter: ISO 10511-M12		6
97	6kt.-Mutter: ISO 4032-M10		2
98	6kt.-Schraube: ISO 4014-M12x35 10.9		2
99	6kt.-Schraube: ISO 4014-M12x40 10.9		4

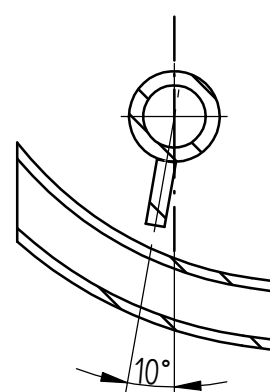
Oberflächenangaben DIN-ISO 1302
✓ = ✓
✓/ = ✓/DIN2310-II-B
z/ = ✓/Rz 1
y/ = ✓/Rz6.3
u/ = ✓/Rz16
x/ = ✓/Rz 25
p/ = ✓/Rz 63
w/ = ✓/Rz100

Abweichungen für Maße ohne Toleranzangabe nach DIN 7168 m		Werkstück- kanten nach DIN 6784	Maßstab 1:20	Werkstoff:	Behandlung:
		Datum 19.08.12	Name Hüller	Halbzeug	Format: A 3
		Bearb.		Anbindung_Antriebsstrang	
		Gepr.			
		Norm		Blatt:	
		QAB			
		Schuler Konstruktionen		Bl.	
Änderung	Datum	Name	Urspr.	Ers. f.:	Ers. d.:
Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor. Urheberrechtlich geschützt nach DIN 34.			Projekt: Prototyp		

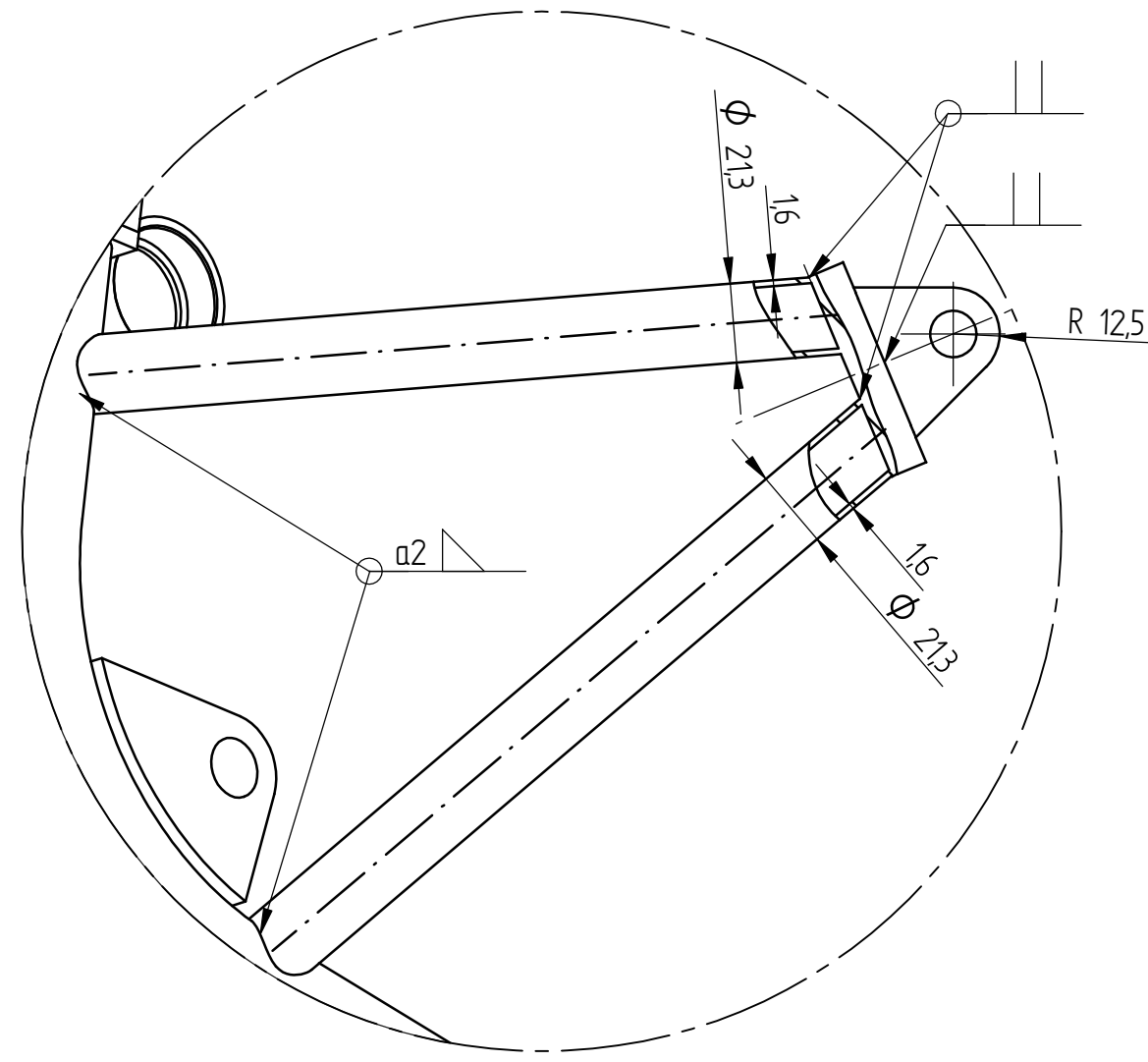


1:10

Ansicht senkrecht auf Stützstreben



Schnitt A-A



Einzelheit Z

Angaben für Schweiß- und Biegebearbeitung

Stückliste				
Pos. Nr.	Menge	Bezeichnung	Rohteilmaße	Material
1	1	Rohr	Ø26,9x1,6x710	X5CrNi18-10
2	1	Rohr	Ø21,3x1,6x230	X5CrNi18-10
3	1	Rohr	Ø21,3x1,6x220	X5CrNi18-10
4	1	Halteblech	70x55x22	X5CrNi18-10
5	1	Halteblech	50x50x16	X5CrNi18-10
6	1	Halteblech	65x45x10	X5CrNi18-10
7	4	Halteblech	38x34x10	X5CrNi18-10
8	2	Halteblech	46x36x8	X5CrNi18-10
9	2	Auflageblech	33x30x8	X5CrNi18-10
10	1	Auflageblech	62x25x12	X5CrNi18-10
11	1	Stützblech	40x20x5	X5CrNi18-10
12	1	Buchse	Rd24x55	X5CrNi18-10

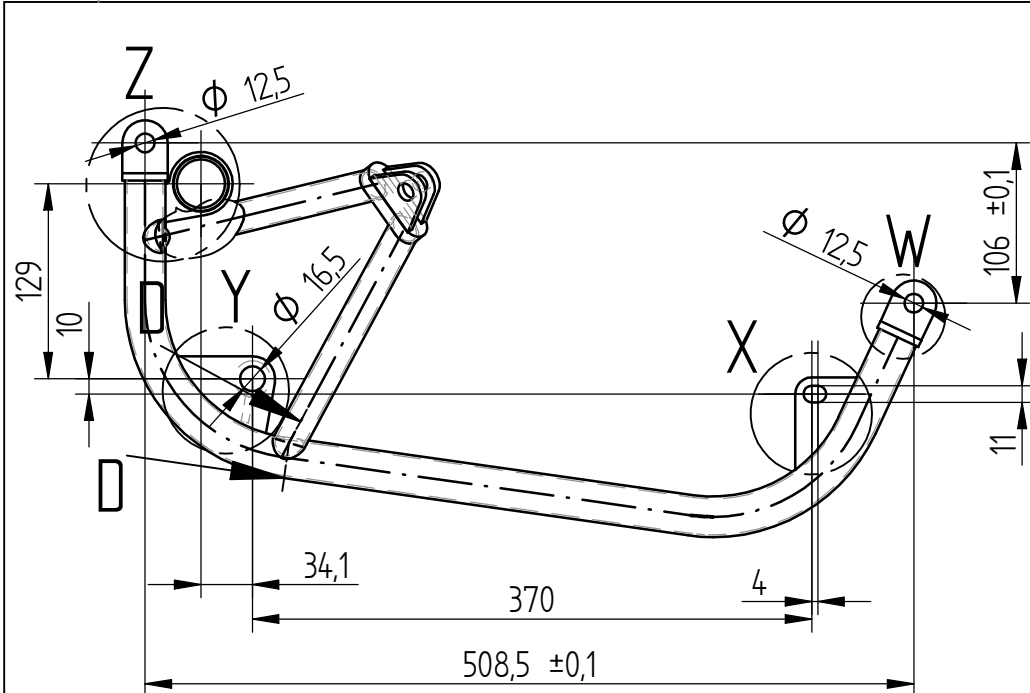
Stückzahl: 1

Oberflächenangaben DIN-ISO 1302
✓ = ✓
✓ = ✓/DIN2310-IIIB
✓ = ✓/Rz 1
✓ = ✓/Rz6,3
✓ = ✓/Rz16
✓ = ✓/Rz 25
✓ = ✓/Rz 63
✓ = ✓/Rz100

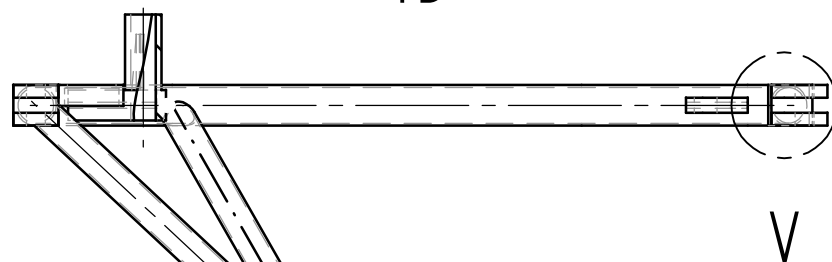
Abweichungen für Maße ohne Toleranzangabe nach DIN 7168 m				Werkstück- kanten nach DIN 6784		Maßstab 1:2		Werkstoff:		Behandlung:			
				Datum		Name		Halbzeug				Format: A 2	
				Bearb.		08.08.12		Hüller		SBG_rechts			
				Gepr.									
				Norm									
				CAD:									
				Schuler Konstruktionen				Blatt: 1					
								2 B					
Änderung				Datum		Name		Urspr.		Ers. f.:		Ers. d.:	
Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor. Urheberrechtlich geschützt nach DIN 34.				Projekt: Prototyp									

Blatt: 1

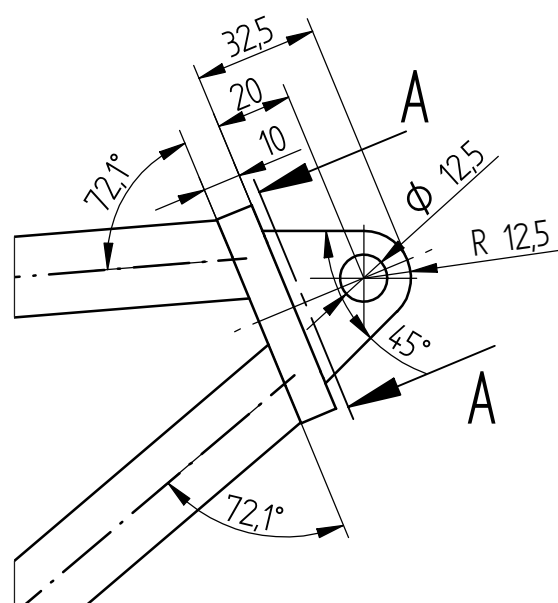
2 Bl.



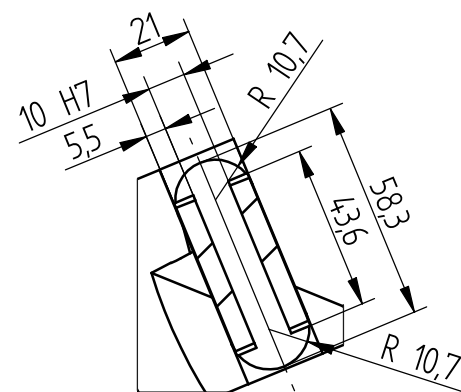
1:5



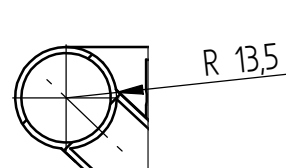
1:5



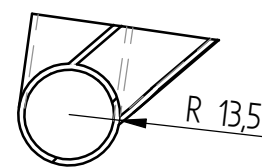
Ansicht senkrecht auf
Stützstreben (Detail)



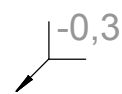
Schnitt A-A



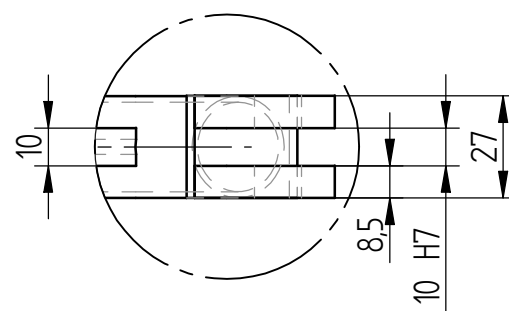
Schnitt C-C



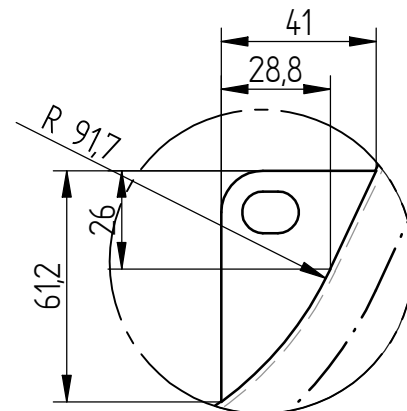
Schnitt D-D



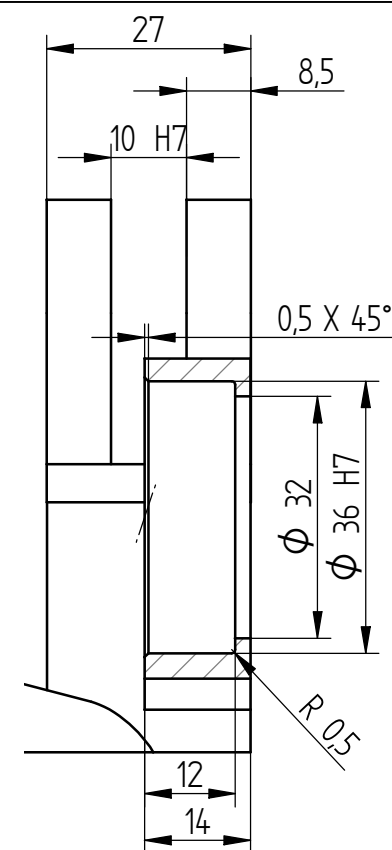
(Alle Passungen $\sqrt{\quad}$) Stückzahl: 1



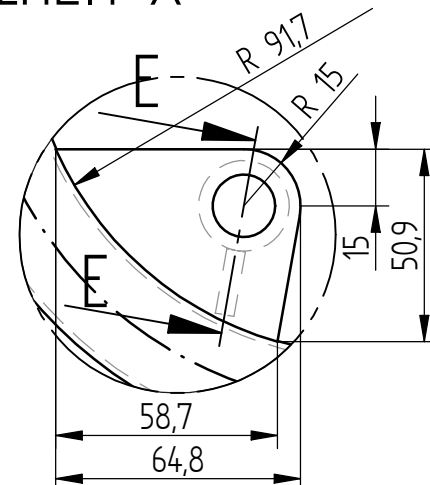
EINZELHEIT V



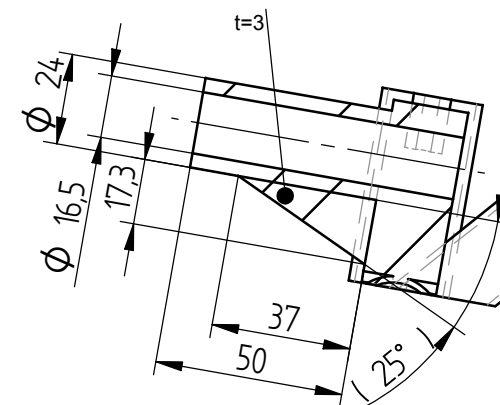
EINZELHEIT X



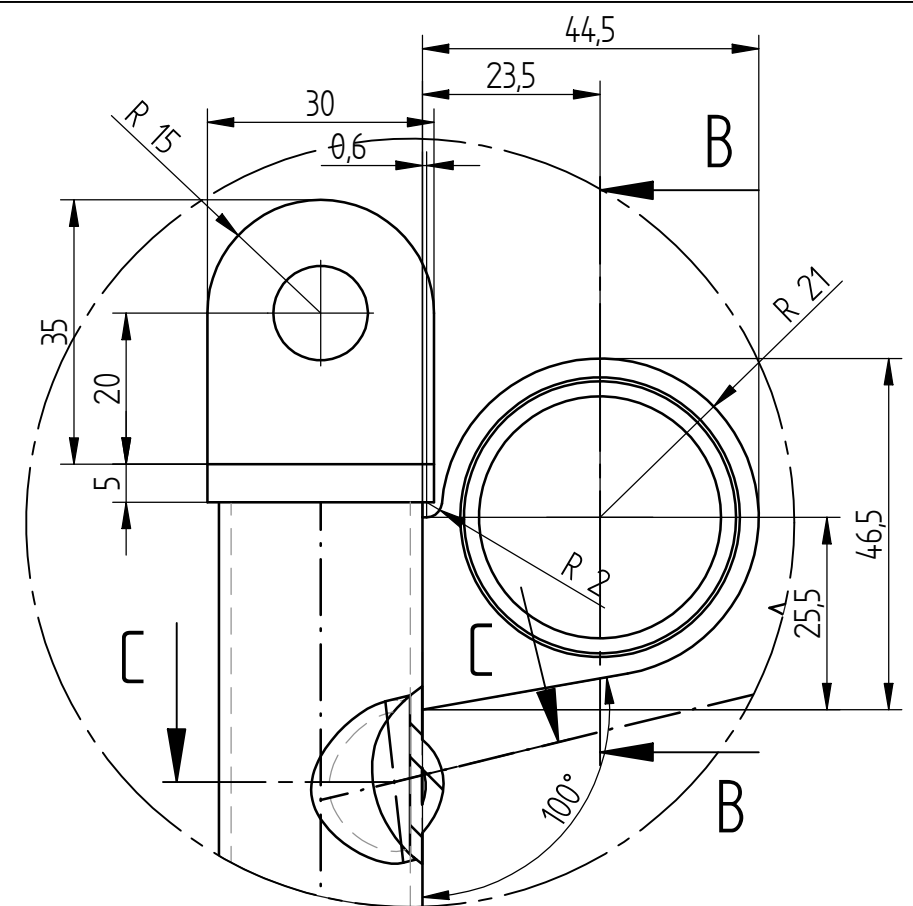
Schnitt B-B



EINZELHEIT Y

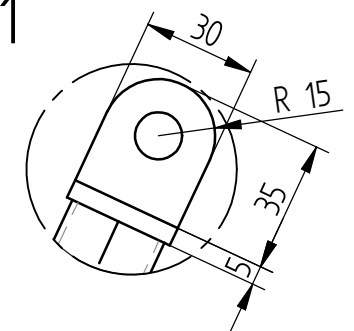


Schnitt E-E



EINZELHEIT Z

1:1



EINZELHEIT W

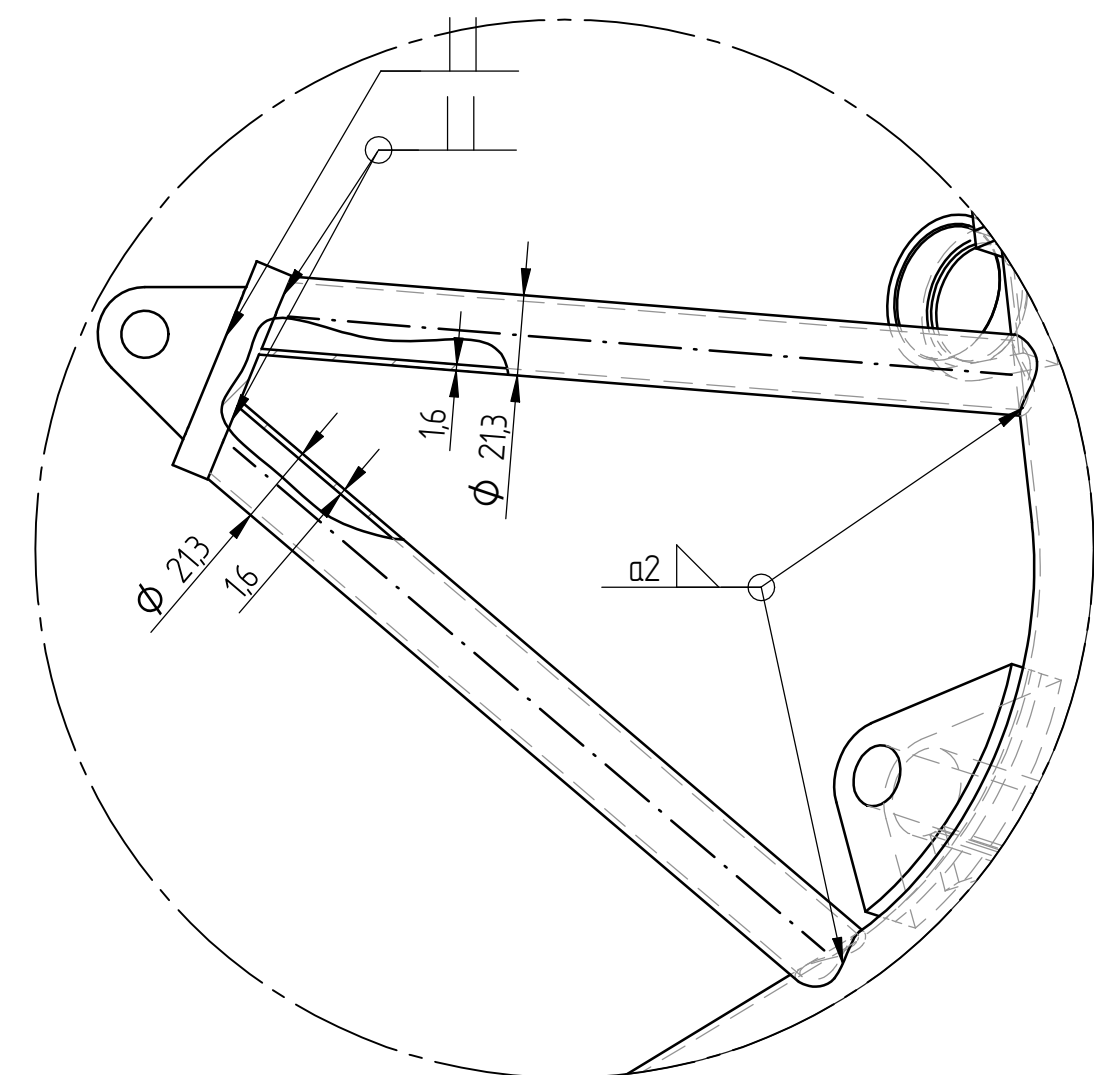
Angaben für spanende Bearbeitung

Oberflächenangaben DIN-ISO 1302
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\text{DIN2310-II B}}$
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\text{Rz 1}}$
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\text{Rz 6,3}}$
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\text{Rz 16}}$
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\text{Rz 25}}$
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\text{Rz 63}}$
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\text{Rz 100}}$

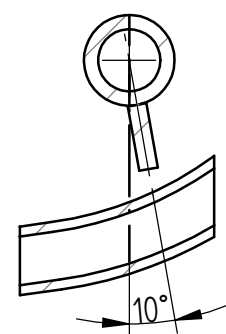
Abweichungen für Maße ohne Toleranzangabe nach DIN 7168 m				Werkstück- kanten nach DIN 6784		Maßstab 1:2	Werkstoff:		Behandlung:		
					Datum	Name		Halbzeug			Format: A 3
				Bearb.	08.08.12	Hüller		SBG_rechts			
				Gepr.							
				Norm							
				CAD:							
				Schuler Konstruktionen							Blatt: 2
											2
Änderung		Datum	Name	Urspr.			Ers. f.:		Ers. d.:		
Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor. Urheberrechtlich geschützt nach DIN 34.				Projekt: Prototyp							

Blatt: 2

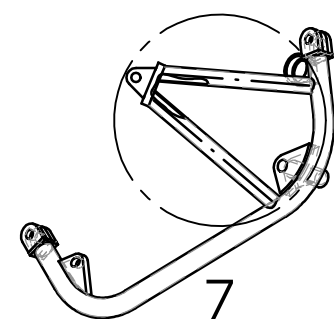
2 Bl.



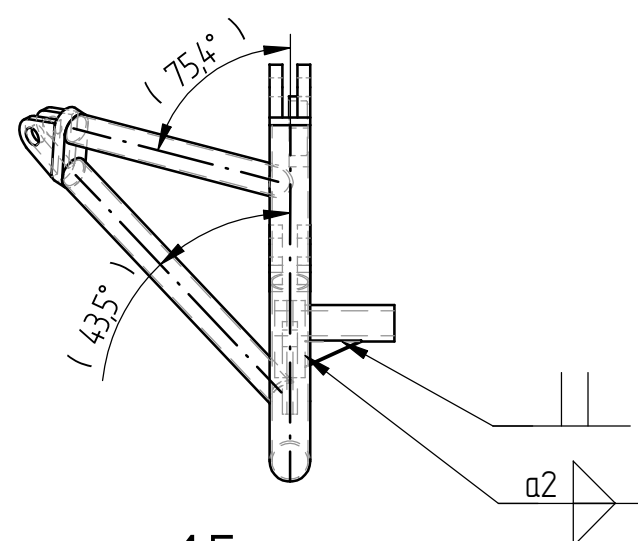
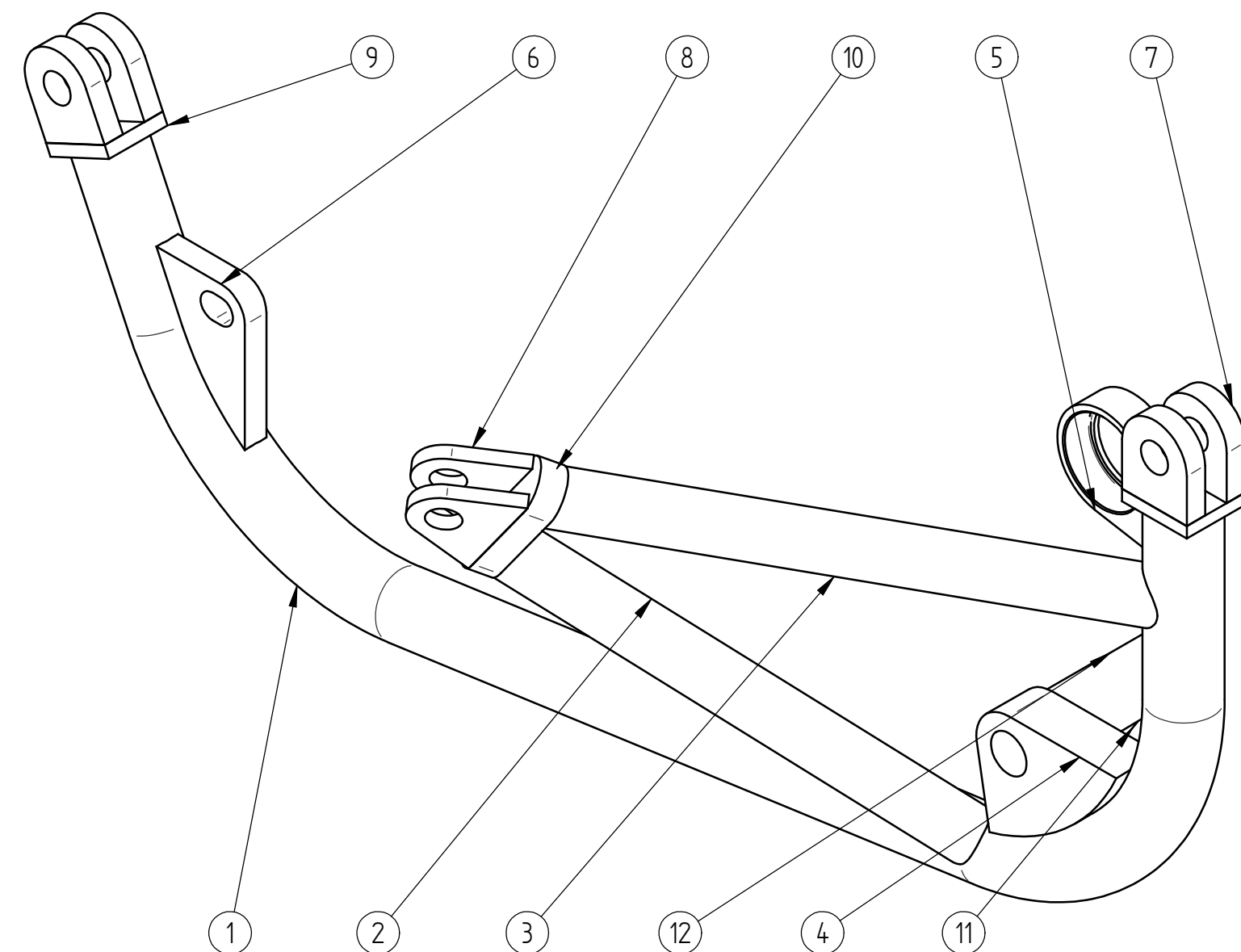
EINZELHEIT Z



Schnitt A-A



Ansicht senkrecht auf Stützstreben

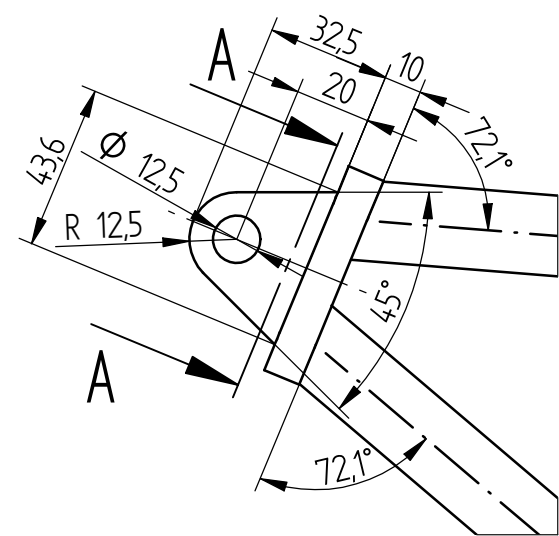
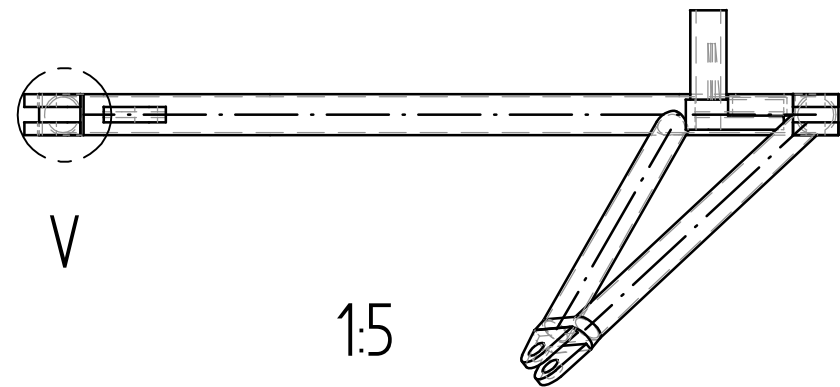
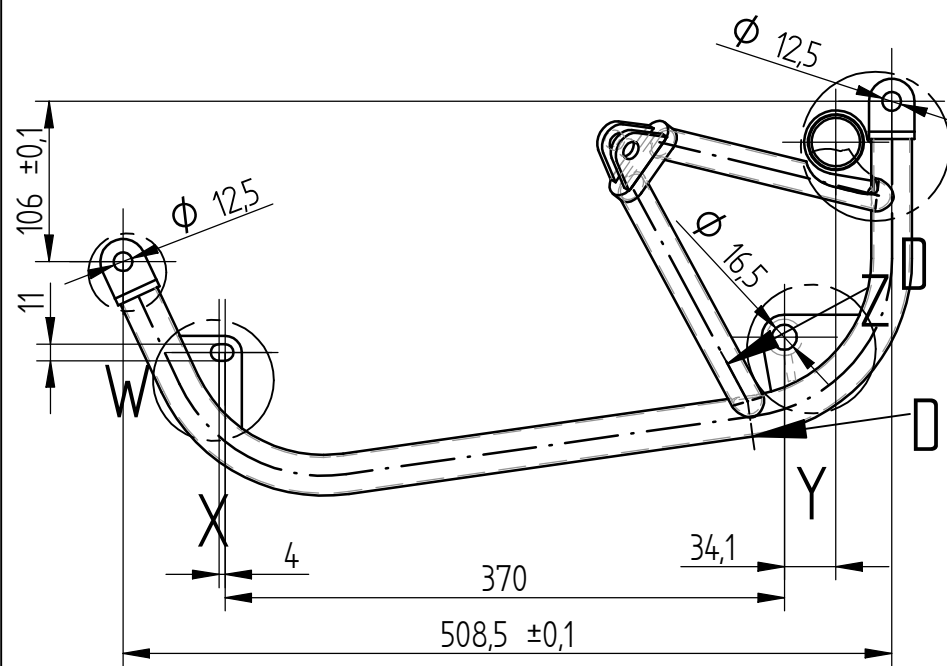


1.5

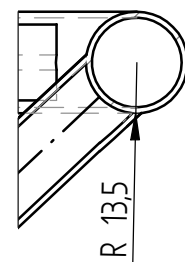
Angaben für Schweiß- und Biegebearbeitung

Stückliste				
Pos. Nr.	Menge	Bezeichnung	Rohteilmaße	Material
1	1	Rohr	Ø26,9x1,6x710	X5CrNi18-10
2	1	Rohr	Ø21,3x1,6x230	X5CrNi18-10
3	1	Rohr	Ø21,3x1,6x220	X5CrNi18-10
4	1	Halteblech	70x55x22	X5CrNi18-10
5	1	Halteblech	50x50x16	X5CrNi18-10
6	1	Halteblech	65x45x10	X5CrNi18-10
7	4	Halteblech	38x34x10	X5CrNi18-10
8	2	Halteblech	46x36x8	X5CrNi18-10
9	2	Auflageblech	33x30x8	X5CrNi18-10
10	1	Auflageblech	62x25x12	X5CrNi18-10
11	1	Stützblech	40x20x5	X5CrNi18-10
12	1	Buchse	Rd24x65	X5CrNi18-10

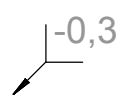
Stückzahl: 1	Abweichungen für Maße ohne Toleranzangabe nach DIN 7168 m				Werkstück- kanten nach DIN 6784		Maßstab 1:2	Werkstoff:	Behandlung:	
								Halbzeug		Format: A 2
	Oberflächenangaben DIN-ISO 1302					Datum	Name	SBG_links		
	$\sqrt{} = \sqrt{}$					Bearb. 23.08.12	Hüller			
	$\sqrt{} = \sqrt{}$ DIN2310-IIIB					Gepr.				
$\sqrt{} = \sqrt{}$					Norm					
$\sqrt{} = \sqrt{}$					CAD:					
$\sqrt{} = \sqrt{}$ Rz 1					Schuler Konstruktionen				Blatt:	
$\sqrt{} = \sqrt{}$ Rz6.3									2	
$\sqrt{} = \sqrt{}$ Rz16										
$\sqrt{} = \sqrt{}$ Rz 25	Änderung		Datum	Name	Urspr.	Ers. f.:		Ers. d.:		
$\sqrt{} = \sqrt{}$ Rz 63	Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor. Urheberrechtlich geschützt nach DIN 34.				Projekt: Prototyp					
$\sqrt{} = \sqrt{}$ Rz100										



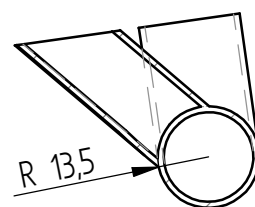
Ansicht senkrecht auf
Stützstreben (Detail)



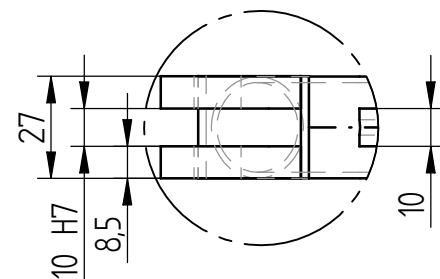
Schnitt C-C Schnitt D-D



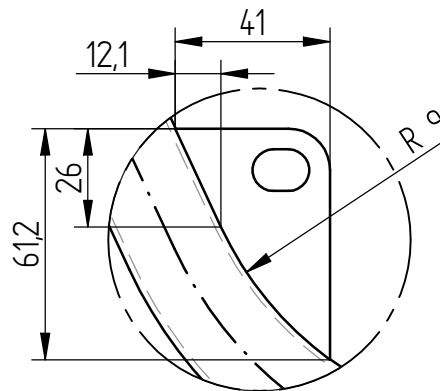
(Alle Passungen \sqrt{x} \sqrt{y})



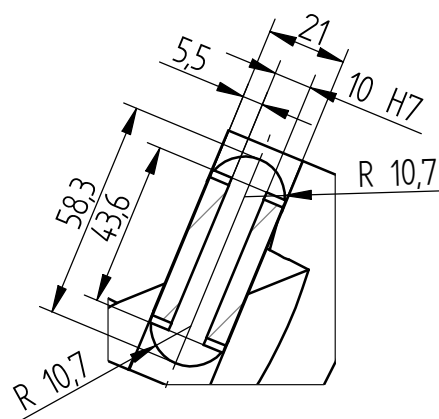
Stückzahl: 1



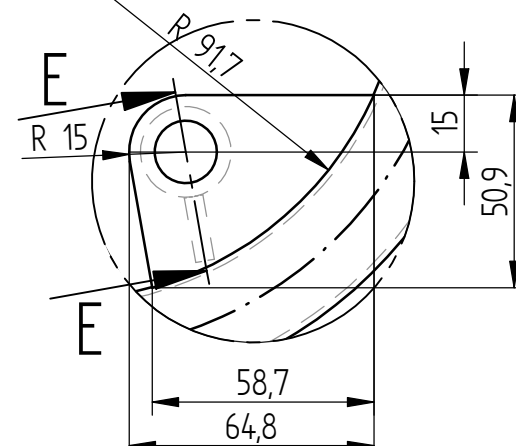
EINZELHEIT V



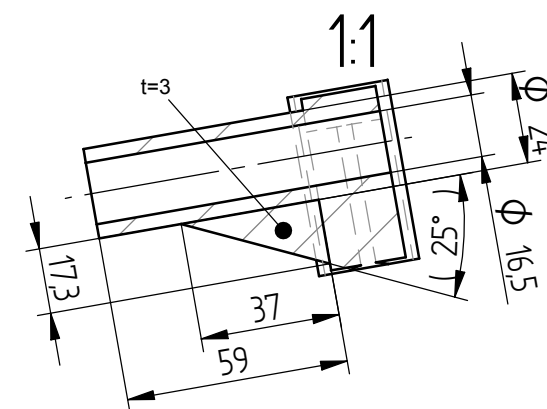
EINZELHEIT X



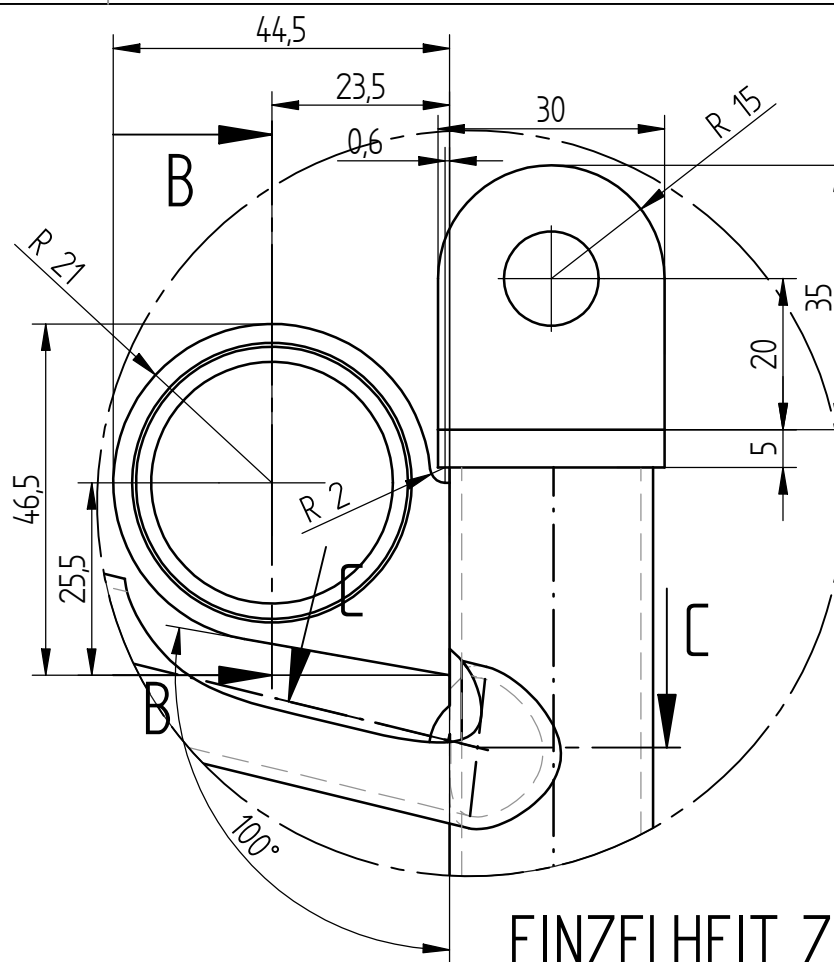
Schnitt A-A



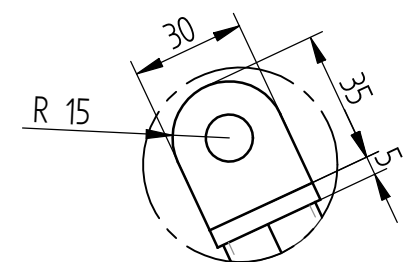
EINZELHEIT Y



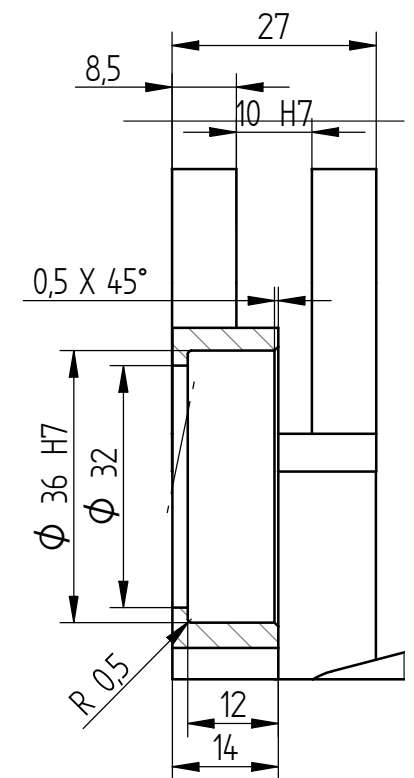
Schnitt E-E



EINZELHEIT Z



EINZELHEIT W

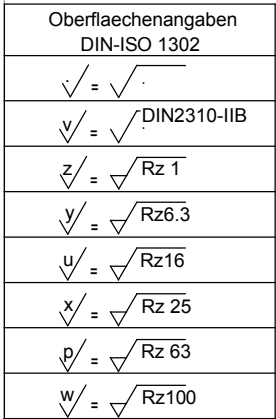


Schnitt B-B

Angaben für spanende Bearbeitung

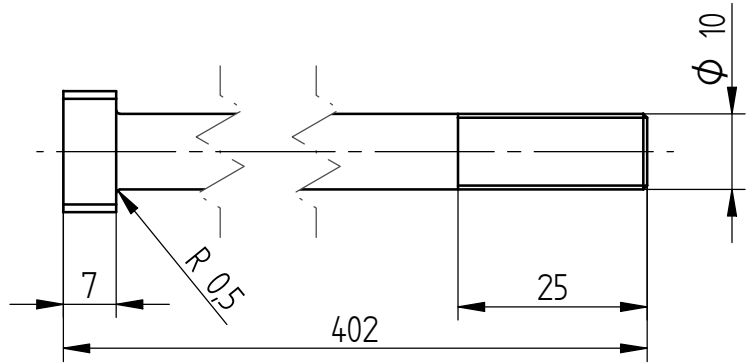
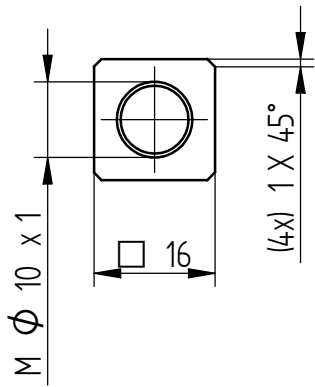
Oberflächenangaben DIN-ISO 1302
$\sqrt{\text{ }}$ = $\sqrt{\text{ }}$
$\sqrt{\text{ }}$ = $\sqrt{\text{DIN2310-II B}}$
$\sqrt{\text{Rz}}$ = $\sqrt{\text{Rz 1}}$
$\sqrt{\text{Rz}}$ = $\sqrt{\text{Rz 6,3}}$
$\sqrt{\text{Rz}}$ = $\sqrt{\text{Rz 16}}$
$\sqrt{\text{Rz}}$ = $\sqrt{\text{Rz 25}}$
$\sqrt{\text{Rz}}$ = $\sqrt{\text{Rz 63}}$
$\sqrt{\text{Rz}}$ = $\sqrt{\text{Rz 100}}$

Abweichungen für Maße ohne Toleranzangabe nach DIN 7168 m			Werkstück- kanten nach DIN 6784		Maßstab 1:2	Werkstoff:	Behandlung:
			Bearb.	Datum 23.08.12	Name Hüller	Halbzeug	
			Gepr.			SBG_links	
			Norm				
			CAD:			Format: A 3	
			Schuler Konstruktionen			Blatt: 2	
			Änderung	Datum	Name	Urspr.	Ers. f.: Ers. d.:
Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor. Urheberrechtlich geschützt nach DIN 34.			Projekt: Prototyp				

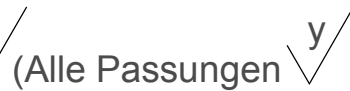
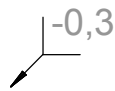
 \sqrt{x}

(Alle Passungen \checkmark) Stückzahl: 1

Abweichungen für Maße ohne Toleranzangabe nach DIN 7168 m				Werkstück- kanten nach DIN 6784		Maßstab 1:1		Werkstoff: X5CrNi18-10		Behandlung: -		
								Halbzeug Rd 35x430				
					Datum	Name		Motorbolzen_Schwinge - - -				
				Bearb.	21.08.12	Hüller						
				Gepr.								
				Norm								
				CAD:								
				Schuler Konstruktionen			- -					
							Blatt:					
				Bl.								
Änderung		Datum	Name	Urspr.		Ers. f.:			Ers. d.:			
Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor. Urheberrechtlich geschützt nach DIN 34.				Projekt: Prototyp								

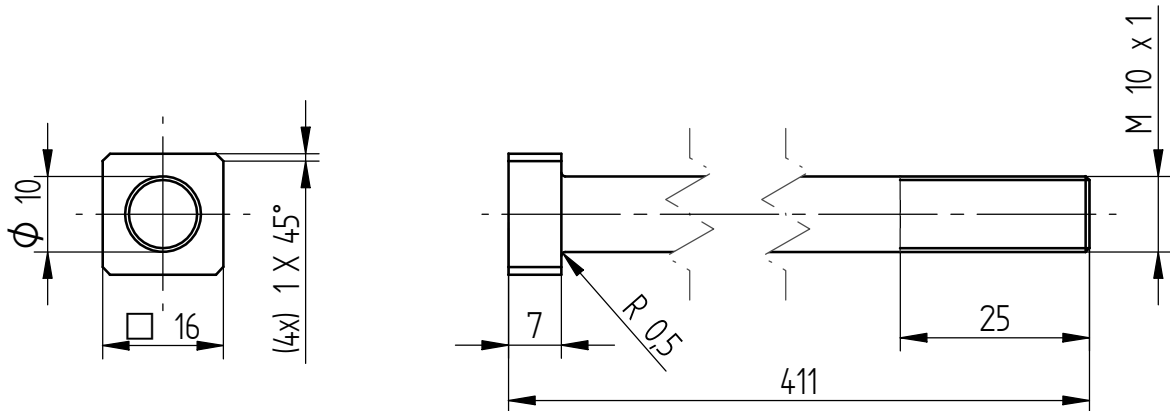


Oberflächenangaben DIN-ISO 1302
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ DIN2310-IIIB
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 1
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz6.3
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz16
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 25
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 63
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz100

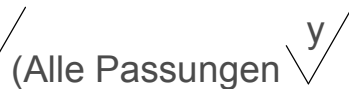
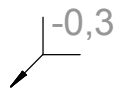


(Alle Passungen $\sqrt{\quad}$) Stückzahl: 1

Abweichungen für Maße ohne Toleranzangabe nach DIN 7168 m				Werkstück- kanten nach DIN 6784		Maßstab 1:1		Werkstoff: X5CrNi18-10		Behandlung: -				
								Halbzeug Rd 24x405		Format: A 4				
					Datum	Name		Motorbolzen_oben -						
				Bearb.	21.08.12	Hüller								
				Gepr.										
				Norm										
				CAD:										
				Schuler Konstruktionen				-		Blatt:				
										Bl.				
Änderung		Datum	Name					Urspr.		Ers. f.:		Ers. d.:		
Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor. Urheberrechtlich geschützt nach DIN 34.								Projekt: Prototyp						

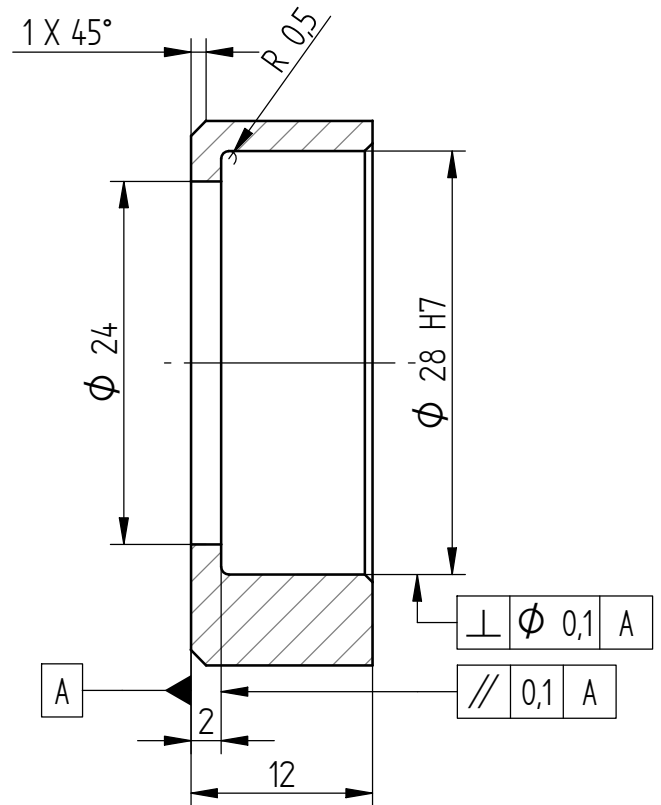


Oberflächenangaben DIN-ISO 1302
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ DIN2310-IIIB
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 1
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz6.3
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz16
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 25
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 63
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz100

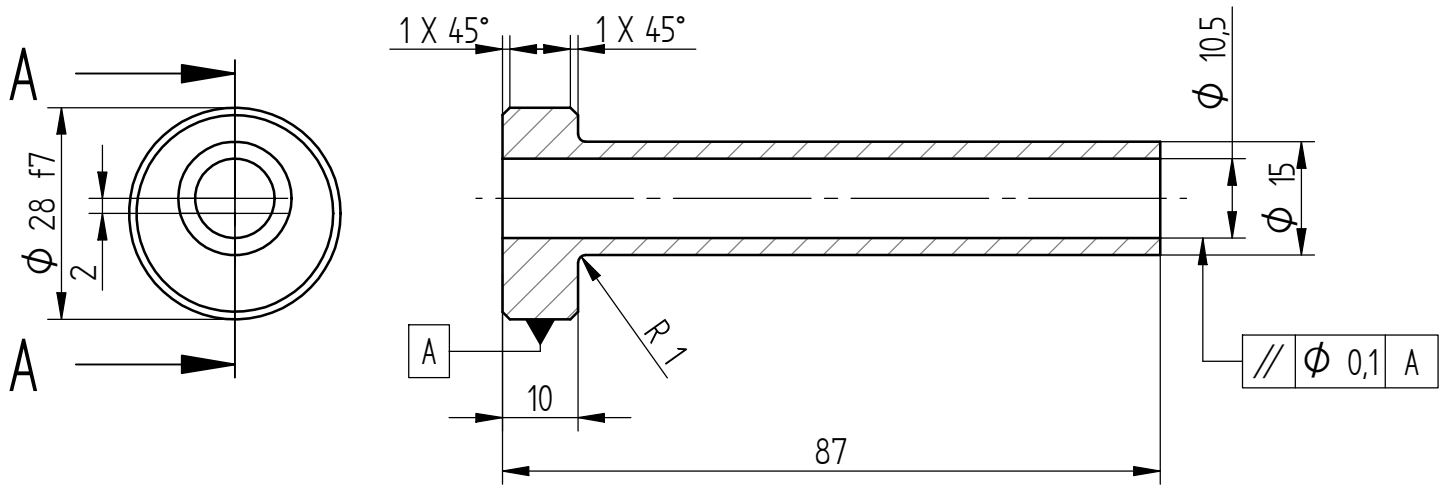


(Alle Passungen $\sqrt{\quad}$) Stückzahl: 1

Abweichungen für Maße ohne Toleranzangabe nach DIN 7168 m				Werkstück- kanten nach DIN 6784		Maßstab 1:1		Werkstoff: X5CrNi18-10		Behandlung: -						
								Halbzeug Rd 24x415				Format: A 4				
					Datum	Name		Motorbolzen_vorn -								
				Bearb.	21.08.12	Hüller										
				Gepr.												
				Norm												
				CAD:												
				Schuler Konstruktionen				- 				Blatt:				
												Bl.				
Änderung		Datum	Name					Urspr.			Ers. f.:			Ers. d.:		
Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor. Urheberrechtlich geschützt nach DIN 34.								Projekt: Prototyp								

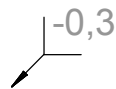


Projekt: Prototyp



Schnitt A-A


Oberflächenangaben DIN-ISO 1302
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ DIN2310-IIIB
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 1
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz6.3
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz16
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 25
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 63
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz100



(Alle Passungen $\sqrt{\quad}$) Stückzahl: 1

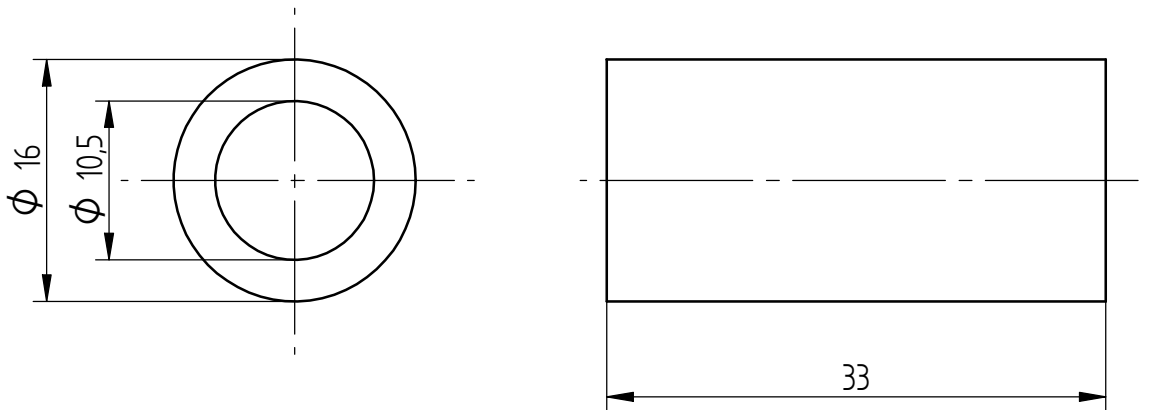
Abweichungen für Maße ohne Toleranzangabe nach DIN 7168 m				Werkstück- kanten nach DIN 6784		Maßstab 2:1		Werkstoff: X5CrNi18-10		Behandlung: -						
								Halbzeug Rd 30				Format: A 4				
					Datum	Name		Exzenterlager innen_rechts -								
				Bearb.	21.08.12	Hüller										
				Gepr.												
				Norm												
				CAD:												
				Schuler Konstruktionen				- 					Blatt: 1			
													Bl.			
Änderung		Datum	Name	Urspr.				Ers. f.:			Ers. d.:					
Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor. Urheberrechtlich geschützt nach DIN 34.				Projekt: Prototyp												



 -0,3 \sqrt{x} (Alle Passungen \sqrt{y}) Stückzahl: 1

Exzenterlager innen_links

Projekt: Prototyp



Oberflächenangaben DIN-ISO 1302
$\sqrt{\text{ }}$ = $\sqrt{\text{ }}$
$\sqrt{\text{ }}$ = $\sqrt{\text{DIN2310-IIB}}$
$\sqrt{\text{ }}$ = $\sqrt{\text{Rz 1}}$
$\sqrt{\text{ }}$ = $\sqrt{\text{Rz6.3}}$
$\sqrt{\text{ }}$ = $\sqrt{\text{Rz16}}$
$\sqrt{\text{ }}$ = $\sqrt{\text{Rz 25}}$
$\sqrt{\text{ }}$ = $\sqrt{\text{Rz 63}}$
$\sqrt{\text{ }}$ = $\sqrt{\text{Rz100}}$

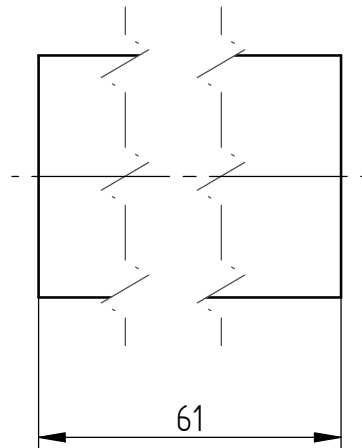
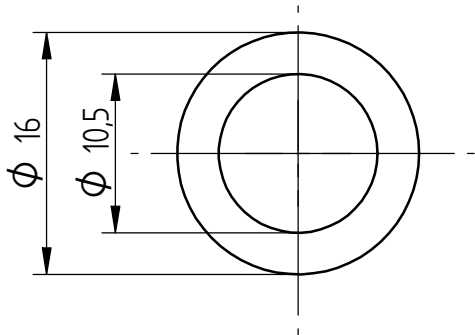
$\sqrt{-0,3}$

\sqrt{x}

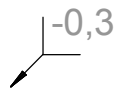
(Alle Passungen \sqrt{y})

Stückzahl: 1

Abweichungen für Maße ohne Toleranzangabe nach DIN 7168 m				Werkstück- kanten nach DIN 6784		Maßstab 2:1		Werkstoff: X5CrNi18-10		Behandlung:			
								Halbzeug Rd 18 x 38				Format: A 4	
					Datum	Name		Buchse					
				Bearb.	21.08.12	Hüller							
				Gepr.									
				Norm									
				CAD:									
				Schuler Konstruktionen								Blatt:	
												Bl.	
Änderung		Datum	Name					Urspr.			Ers. f.:		Ers. d.:
Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor. Urheberrechtlich geschützt nach DIN 34.				Projekt: Prototyp									



Oberflächenangaben DIN-ISO 1302
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ DIN2310-IIB
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 1
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz6.3
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz16
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 25
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz 63
$\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}$ Rz100



(Alle Passungen $\sqrt{\quad}$) Stückzahl: 1

Abweichungen für Maße ohne Toleranzangabe nach DIN 7168 m				Werkstück- kanten nach DIN 6784		Maßstab 2:1		Werkstoff: X5CrNi18-10		Behandlung:	
								Halbzeug RD 18 x 65		Format: A 4	
					Datum	Name		Buchse			
				Bearb.	21.08.12	Hüller					
				Gepr.							
				Norm							
				CAD:							
				Schuler Konstruktionen						Blatt:	
										Bl.	
Änderung		Datum	Name					Urspr.		Ers. f.:	
Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor. Urheberrechtlich geschützt nach DIN 34.				Projekt: Prototyp							

